



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY**

**A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ**

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

**ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY**

DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

## **BEZPEČNOSTNÍ PARKOVACÍ BRZDY PRO SERVOMOTORY**

SAFE BRAKES FOR SERVOMOTORS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Michal Štencí**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.**

**BRNO 2017**

# Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor **Silnoproudá elektrotechnika a výkonová elektronika**

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

**Student:** Bc. Michal Štencel

**ID:** 154889

**Ročník:** 2

**Akademický rok:** 2016/17

**NÁZEV TÉMATU:**

## Bezpečnostní parkovací brzdy pro servomotory

**POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:**

1. Provedte literární průzkum dané problematiky.
2. Provedte výpočet magnetického obvodu a mechanických částí brzd.
3. Sestavte dynamický model brzd.
4. Provedte praktická měření na vyrobené brzdě a výsledky porovnejte s výpočtem.

**DOPORUČENÁ LITERATURA:**

- [1] Cigánek, L., Bauer, M.: Elektrické stroje a přístroje
  - [2] Fitzgerald, A.E., Kingsley, Ch., Kusko, A.: Electric machinery. McGraw Hill 1971
  - [3] Měřička, J., Zoubek, Z. : Obecná teorie elektrického stroje SNTL 1973
  - [4] Chee-Mu Ong,.: Dynamic simulation of electric machinery. Prentice Hall 1998
- Pyrhonen, J., Jokinen, T., Hrabovcová, V.: Design of rotating electrical machines 2010

**Termín zadání:** 6.2.2017

**Termín odevzdání:** 24.5.2017

**Vedoucí práce:** doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.

**Konzultant:**

**doc. Ing. Ondřej Vítek, Ph.D.**  
*předseda oborové rady*

**UPOZORNĚNÍ:**

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá problematikou elektromagnetických brzd pro servomotory. V úvodní části je rozebrán princip funkce, konstrukce a hlavní sledované parametry těchto brzd. Jádro práce spočívá ve výpočtu dynamických parametrů brzdy. Dynamika brzdy je počítána nejprve analyticky s využitím výpočetního prostředí Matlab–Simulink, následně pak metodou konečných prvků. Dosažené výsledky jsou v závěru porovnány s měřením na vyrobeném prototypu brzdy.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Elektromagnetická brzda; dynamické parametry; dynamický model; MKP analýza

## **ABSTRACT**

This Master thesis is focused on electromagnetic brakes for servomotors. In the first chapter is described principle of operation, later then design and main parameters are explained. The main part of thesis is focused on calculation of dynamic parameters of electromagnetic brakes. Calculations are solved first by analytic method in Matlab–Simulink, then by finite element analysis. Results are compared with measurements on prototype brake.

## **KEYWORDS**

Electromagnetic brake; dynamic parameters; dynamic model; FEM analysis.

ŠTENCL, Michal *Bezpečnostní parkovací brzdy pro servomotory*: diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky, 2017. 86 s. Vedoucí práce byl doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma „Bezpečnostní parkovací brzdy pro ser-  
vomotory“ jsem vypracoval(a) samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a  
s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány  
v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor(ka) uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvoře-  
ním této diplomové práce jsem neporušil(a) autorská práva třetích osob, zejména jsem  
nezasáhl(a) nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo ma-  
jetkových a jsem si plně vědom(a) následků porušení ustanovení § 11 a následujících au-  
torského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem  
autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů,  
včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy  
VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno .....

.....

podpis autora(-ky)

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Čestmíru Ondrůškovi, CSc. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k práci.

Speciálně děkuji Kollmorgen s.r.o. za možnost realizace diplomové práce a jeho zaměstnancům, kteří se jakýmkoliv způsobem podíleli na její realizaci. Zvláště bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Duroňovi, Ph.D. a Ing. Tomáši Ondrákovi, Ph.D. za pomoc během realizace celé práce.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své přítelkyni Malgorzatě Sochacké, mé rodině a přátelům za podporu během dosavadního studia.

Brno .....

.....

podpis autora(-ky)

# OBSAH

Úvod	11
<b>1 Obecný princip funkce</b>	<b>12</b>
1.1 Obecná elektromechanická soustava . . . . .	12
1.2 Princip funkce elektromagnetické brzdy . . . . .	14
1.3 Brzdy pružinové . . . . .	14
1.3.1 Konstrukce pružinové brzdy . . . . .	15
1.4 Brzdy s permanentními magnety . . . . .	18
1.4.1 Konstrukce brzdy s permanentními magnety . . . . .	19
<b>2 Parametry elektromagnetických brzd</b>	<b>21</b>
2.1 Statické brzdění . . . . .	22
2.2 Dynamické brzdění . . . . .	22
2.3 Nouzové zabrzdění . . . . .	22
2.4 Statický moment . . . . .	23
2.5 Dynamický moment . . . . .	23
2.6 Časy zabrzdění a odbrzdění . . . . .	24
2.6.1 Proces odbrzdění . . . . .	25
2.6.2 Proces zabrzdění . . . . .	26
<b>3 Analytický popis brzdy</b>	<b>30</b>
3.1 Matematický popis elektromagnetické části . . . . .	30
3.1.1 Určení rozměrů . . . . .	31
3.1.2 Určení magnetických odporů . . . . .	35
3.1.3 Určení magnetické síly a diferenciální rovnice proudu . . . . .	36
3.2 Matematický popis mechanické části . . . . .	39
3.2.1 Určení statického momentu brzdy . . . . .	40
<b>4 Dynamický model brzdy</b>	<b>42</b>
4.1 Výpočet permeability a magnetických odporů . . . . .	43
4.2 Výpočet elektrické části . . . . .	45
4.2.1 Určení časů zabrzdění a odbrzdění . . . . .	46
4.3 Výpočet mechanické části . . . . .	48
<b>5 Výpočet parametrů pomocí MKP</b>	<b>50</b>
5.1 Import a zjednodušení modelu . . . . .	50
5.2 Diskretizace modelu na konečné prvky . . . . .	51
5.2.1 Diskretizace železa a vinutí . . . . .	51

5.2.2	Diskretizace pohyblivé části . . . . .	52
5.3	Nastavení materiálů, okrajových podmínek a typu analýzy . . . . .	53
5.4	Výsledky simulací . . . . .	54
<b>6</b>	<b>Měření parametrů brzdy</b>	<b>57</b>
6.1	Měření časů odbrzdění a zabrzdění . . . . .	57
6.1.1	Popis měření a výsledky . . . . .	57
6.2	Oteplovací charakteristika . . . . .	60
6.2.1	Popis měření . . . . .	60
6.2.2	Výsledky měření . . . . .	60
6.2.3	Ověření oteplovací charakteristiky MKP . . . . .	61
6.3	Měření dynamického momentu . . . . .	64
6.3.1	Stanovení celkového momentu setrvačnosti . . . . .	64
6.3.2	Popis měření . . . . .	67
6.3.3	Výsledky měření . . . . .	68
<b>7</b>	<b>Vyhodnocení výsledků</b>	<b>70</b>
<b>8</b>	<b>Závěr</b>	<b>73</b>
	<b>Literatura</b>	<b>75</b>
	<b>Seznam symbolů, veličin a zkratk</b>	<b>77</b>
	<b>Seznam příloh</b>	<b>81</b>
<b>A</b>	<b>Materiálové vlastnosti</b>	<b>82</b>
A.1	Teplotní závislosti koeficientu tření . . . . .	82
A.2	BH křivka oceli 1010 . . . . .	83
<b>B</b>	<b>Grafické výstupy z MKP simulací</b>	<b>84</b>
B.1	Rozložení magnetické indukce . . . . .	84
B.2	Zobrazení siločar magnetického toku . . . . .	85
<b>C</b>	<b>Fotodokumentace</b>	<b>86</b>

# SEZNAM OBRÁZKŮ

1.1	Elektromechanická přeměna energie [1] . . . . .	12
1.2	Elektromechanická soustava s jednou budící cívkou [1] . . . . .	13
1.3	Zobrazení brzdy v odbrzděném a zabrzděném stavu [2] . . . . .	14
1.4	Konstrukce pružinové brzdy . . . . .	15
1.5	Princip funkce brzdy s PM [7] . . . . .	18
1.6	Konstrukce PM brzdy . . . . .	19
2.1	Zapínací děj . . . . .	25
2.2	Rozdílná tuhost pružin [2] . . . . .	26
2.3	Přirozený vypínací děj . . . . .	27
2.4	Vypínací děj s uvažováním nulové diody . . . . .	28
2.5	Schémata zapojení vypínacích obvodů . . . . .	29
2.6	Porovnání času zabrzdění pro různé obvody [10] . . . . .	29
3.1	Princip výpočtu elektromagnetické části . . . . .	30
3.2	Řez brzdou . . . . .	31
3.3	Zobrazení výřezu pro vodiče . . . . .	33
3.4	Náhradní magnetický obvod brzdy . . . . .	35
3.5	Rozměrový náčrt frikčního disku . . . . .	40
4.1	Princip funkce dynamického modelu . . . . .	42
4.2	Výpočet permeability a magnetických odporů . . . . .	44
4.3	Elektrická část soustavy . . . . .	45
4.4	Čas odbrzdění analytickou metodou . . . . .	46
4.5	Čas zabrzdění analytickou metodou . . . . .	47
4.6	Mechanická část soustavy . . . . .	48
4.7	Porovnání $F_{im}$ a $F_{mech}$ . . . . .	49
5.1	Zobrazení celkové a zjednodušené geometrie . . . . .	50
5.2	Minimální velikost elementů v záhybech kostry . . . . .	52
5.3	Zobrazení <i>regionu</i> a vzduchové mezery . . . . .	53
5.4	Čas zabrzdění pomocí MKP . . . . .	55
5.5	Pomocný obvod pro simulaci času zabrzdění . . . . .	55
5.6	Čas zabrzdění pomocí MKP . . . . .	56
5.7	Porovnání magnetické a mechanické síly MKP . . . . .	56
6.1	Spínací obvod pro měření . . . . .	57
6.2	Změřený čas odbrzdění . . . . .	58
6.3	Změřené časy zabrzdění . . . . .	59
6.4	Oteplovací charakteristika měřené brzdy . . . . .	61
6.5	Vypočtený teplotní model . . . . .	63
6.6	Porovnání měřených a vypočtených hodnot . . . . .	63



6.7	Rozměry zvoleného setrvačnicku . . . . .	65
6.8	Testovací profil . . . . .	67
6.9	Průběh dynamického momentu v závislosti na počtu cyklů . . . . .	68
6.10	Prototyp brzdy po testu dynamického momentu . . . . .	69
7.1	Porovnání děje odbrzdění dle jednotlivých metod . . . . .	70
7.2	Porovnání děje zabrzdění dle jednotlivých metod . . . . .	71
A.1	Závislost pro materiál FTL 178 [5] . . . . .	82
A.2	Závislost pro materiál L518 [6] . . . . .	82
A.3	BH křivka oceli 1010 [16] . . . . .	83
B.1	Rozložení magnetické indukce v kostře brzdy . . . . .	84
B.2	Rozložení magnetické indukce v kotvě brzdy . . . . .	84
B.3	Siločáry magnetického toku v kostře brzdy . . . . .	85
B.4	Siločáry magnetického toku v kotvě brzdy . . . . .	85
C.1	Vyrobený prototyp brzdy – složený . . . . .	86
C.2	Vyrobený prototyp brzdy – rozložený . . . . .	86

# SEZNAM TABULEK

1.1	Vybrané frikční materiály . . . . .	16
1.2	Porovnání magnetických vlastností uhlíkových ocelí [2] . . . . .	16
3.1	Parametry pro výpočet magnetických odporů . . . . .	34
4.1	Parametry potřebné pro výpočet . . . . .	43
4.2	Časy zabrzdění a odbrzdění analytickou metodou . . . . .	47
5.1	Seznam materiálů použitých v simulacích . . . . .	53
5.2	Časy odbrzdění a zabrzdění pomocí MKP . . . . .	56
6.1	Časy odbrzdění a zabrzdění získané měřením . . . . .	59
6.2	Seznam použitých materiálů pro teplotní simulace . . . . .	62
6.3	Vybrzděná energie za cyklus a počet cyklů . . . . .	65
6.4	Parametry pro výpočet celkového momentu setrvačnosti . . . . .	66
6.5	Vyhodnocení hodnot $M_d$ . . . . .	68
6.6	Vyhodnocení opotřebení frikčního disku . . . . .	69
7.1	Porovnání časů odbrzdění dle jednotlivých metod . . . . .	70
7.2	Porovnání časů zabrzdění dle jednotlivých metod . . . . .	72

## ÚVOD

S velkým nárůstem použití servomotorů pro oblasti robotiky a automatizace výroby, jsou kladeny čím dál častěji také specifitější nároky na pohony s těmito motory. Běžně je potřeba aby servomotory byly schopny velkých změn rychlostí, reverzace, plynulého rozjezdu či zastavení a držení polohy při operaci pohonu ve vertikální ose. S rostoucími nároky na tyto pohony roste také požadavek na bezpečnost provozu. Aby bylo možné bezpečnosti dosáhnout, bývají servomotory doplněny o elektromagnetickou brzdu, která při výpadku napájení, nesprávném nastavení pohonu nebo poruše má za úkol servomotor zastavit.

Cílem práce je na základě dodané geometrie brzdy stanovit její dynamické parametry. Úvodní část práce seznamuje čtenáře s obecným principem funkce, dále pak konstrukcí a hlavními sledovanými parametry elektromagnetických brzd.

Hlavní částí práce je ovšem výpočet dynamických parametrů. Analytickou metodou je proveden výpočet jak elektrické části, tak části mechanické. Na základě analytického popisu je vytvořen dynamický model v prostředí Matlab-Simulink, jehož výstupy definují sledované dynamické parametry dané brzdy.

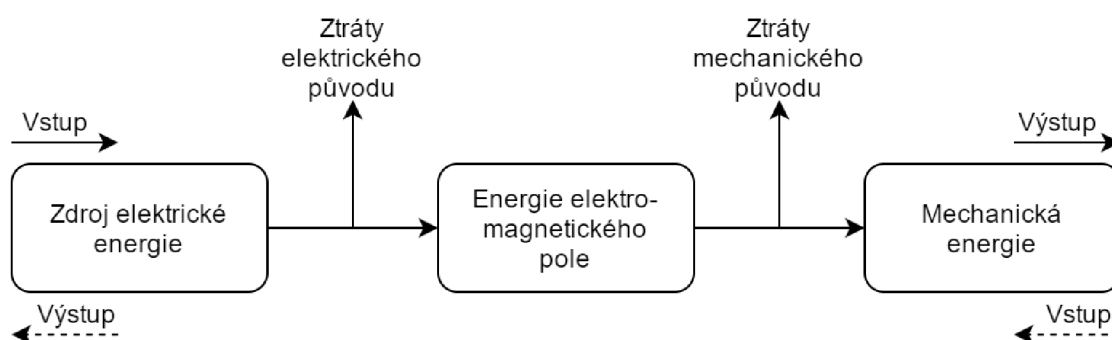
V další části je dynamika brzdy řešena metodou konečných prvků. Zde se soustředíme na správnou tvorbu konečně prvkové sítě, nastavení okrajových podmínek a transientní analýzy s pohybem.

Závěr práce je věnován popisu měření na vyrobeném prototypu brzdy. Výsledky těchto měření jsou následně porovnány s metodou analytickou i konečně prvkovou.

# 1 OBECNÝ PRINCIP FUNKCE

Základním principem funkce všech elektrických strojů, mezi které patří i elektromagnetické brzdy, je elektromechanická přeměna energie. Elektromechanická přeměna nastává, když se elektrická energie přivedená na vstup stroje mění na energii mechanickou, anebo naopak. Tato mechanická energie může být ve formě rotačního, nebo lineárního pohybu, přičemž lineární pohyb se nachází právě u elektromagnetických brzd.

Obecně je převod energie elektrické na energii mechanickou uskutečňován prostřednictvím elektromagnetického pole, které obsahuje dvě složky: elektrickou a magnetickou. V problematice elektrických strojů převažuje přeměna prostřednictvím magnetické energie. [1]



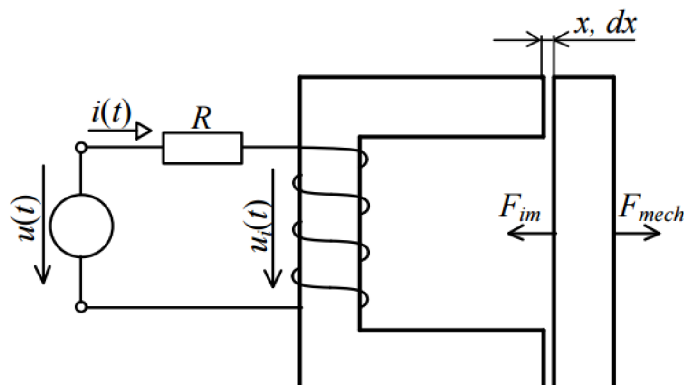
Obr. 1.1: Elektromechanická přeměna energie [1]

Nedílnou součástí každé takovéto elektromechanické soustavy jsou ztráty. Z principu vniku těchto ztrát je zjednodušeně můžeme dělit na ztráty elektrického a mechanického původu. Ztráty je nutno řešit při samotném návrhu stroje, ale na samotné elektromechanické přeměně se nepodílejí. [1]

Z obrázku je dále patrné, že u většiny elektrických strojů je tok energie možný oběma směry. V případě elektromagnetických brzd však generování energie není možné, takže tento stav nebude dále rozebírán.

## 1.1 Obecná elektromechanická soustava

Při popisu funkce elektromagnetické brzdy je vhodné využít teorie popisující elektromechanickou soustavu s jednou budící cívku. Teorie popisu takovéto soustavy se velmi podobá elektromagnetické brzdě, jelikož obsahuje jednu budící cívku a proměnlivou vzduchovou mezeru.



Obr. 1.2: Elektromechanická soustava s jednou budící cívkou [1]

Tato soustava bude generovat sílu magnetického původu  $F_{im}$ , která bude vždy působit ve směru zmenšování vzduchové mezery, to znamená ve směru proti vnější mechanické síle  $F_{mech}$ .

Chceme-li stanovit výraz pro sílu magnetického původu, musíme nejprve vyjít z elektrické části dané soustavy. Dle II. Kirchhoffova zákona lze psát:

$$u = R \cdot i + u_i = R \cdot i + \frac{d\Psi}{dt} \quad (1.1)$$

Pro matematický popis uvažujeme soustavu konzervativní, tedy bezetrátovou. Platí zákon o zachování energie ve tvaru:

$$dW_{el} = dW_m + dW_{mech} \quad (1.2)$$

kde:

- $dW_{el} = u \cdot i \cdot dt = i \cdot d\Psi$  – element energie dodané do soustavy;
- $dW_{mech} = F_{im} \cdot dx$  – element mechanické práce při změně vzduchové mezery o  $dx$ ;
- $dW_m$  – změna magnetické energie při změně vzduchové mezery o  $dx$ .

Dosažením do rovnice 1.2 dostáváme:

$$F_{im} \cdot dx = i \cdot d\Psi - dW_m \quad (1.3)$$

Za předpokladu konstantního spřaženého magnetického toku je možné sílu magnetického původu psát jako:

$$F_{im} = - \left( \frac{dW_m}{dx} \right)_{\Psi=\text{konst.}} \quad (1.4)$$

Matematický popis převzat z literatury [1].

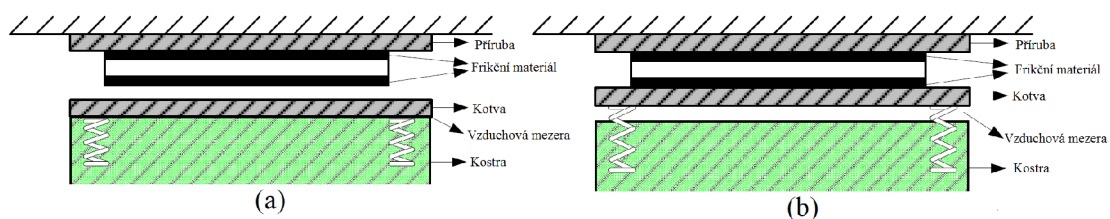
## 1.2 Princip funkce elektromagnetické brzdy

Na stejném principu, který byl popsán na obecné soustavě, pracují i elektromagnetické brzdy. Jedná se o elektromechanickou soustavu s jednou budící cívkou. Ve stavu bez napájení cívkou poteče nulový proud a nebude vznikat žádná magnetická síla. Vlivem vzduchové mezery dochází k těsnému styku kotvy a frikčního disku, což má za následek vznik určité brzdné síly. Zde se vyskytují dvě typické provedení. Prvním je vytváření brzdné síly mechanicky pomocí pružin, druhým potom elektromagneticky pomocí permanentních magnetů. Obě tyto konfigurace jsou popsány v podkapitolách 1.3 respektive 1.4.

Po přivedení napájení cívkou začne protékat proud a bude vznikat magnetická síla, která bude působit směrem ke zmenšování vzduchové mezery a bude tedy působit proti síle mechanické. Bude-li cívka nabuzena dostatečně a magnetická síla bude vyšší než síla mechanická, dojde ke přitažení kotvy, tím pádem i k odstranění vzduchové mezery. Vzhledem k tomu, že příruba je umístěna napevno (více v konstrukčním popisu brzd), vzniká odstraněním vzduchové mezery prostor pro volný pohyb frikčního disku a brzda přechází do odbrzděného stavu.

## 1.3 Brzdy pružinové

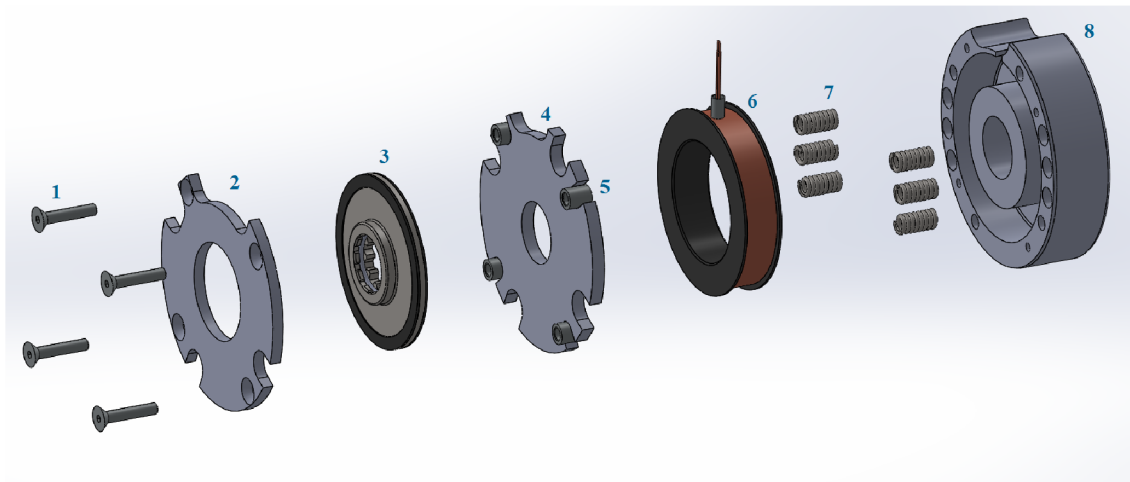
Typickou konfiguraci pružinové brzdy je možno pozorovat na Obr.1.3. Pružiny vytvářejí axiální sílu působící na kotvu a tedy i přítlak ke frikčnímu disku. Ve stavu *a*) je brzda odbrzděna. Cívka je dostatečně nabuzena, síla magnetického původu bude vyšší než síla přítlačná vyvolaná pružinami, dochází k přitažení kotvy a tedy i vzniku dostatečného prostoru pro volné otáčení frikčního disku. Ve stavu *b*) je brzda zabrzděna. Přítlačná síla pružin je v tomto stavu vyšší, než síla magnetická, pružiny budou přitláčet kotvu ke frikčnímu disku a brzda bude zabrzděna.



Obr. 1.3: Zobrazení brzdy v odbrzděném a zabrzděném stavu [2]

### 1.3.1 Konstrukce pružinové brzdy

Konstrukční popis pružinové brzdy bude nejvýhodnější realizovat na 3D modelu. Na Obr.1.4 je znázorněno rozložení brzdy a konstrukce jednotlivých komponent:



Obr. 1.4: Konstrukce pružinové brzdy

1. **Šrouby** – slouží k fixaci jednotlivých částí brzdy;
2. **Příruba** – kontaktní část s frikčním diskem, podílí se tedy na vzniku brzdné síly. Její poloha je konstatní, přesně nastavena pomocí válečků (pozice 5);
3. **Frikční disk** – rotující část. Ve vnitřním průměru je umístěn náboj, který slouží k přenosu momentu ze hřídele stroje na brzdu. Samotný spoj hřídel – náboj je možné konstruovat v několika provedeních. První z nich je klasický kruhový tvar hřídele s drážkou pro pero, dále čtvercový konec hřídele s čtvercovým nástavcem náboje. Nějčastěji se však vyskytuje náboj drážkovaný (pro drážkovanou hřídel), který má oproti čtvercovému zakončení nižší vůli. [3]  
 Další částí frikčního disku je samotný frikční materiál. Složení materiálů používaných pro tyto aplikace nelze psát přesně, jelikož výrobci si chrání svoji technologii, nicméně se většinou jedná o nasekaná aramidová vlákna ve spojení s pryskyřicemi, přičemž toto spojení zajišťují teplotně odolné tmely, nebo pryskyřice impregnované na textilní bázi s metalickými příměsemi. Příklady používaných materiálů jsou uvedeny v Tab. 1.1. [5]

Označení výrobce	$\mu_{100^{\circ}\text{C}}$ [-]	$t_{\text{con}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$t_{\text{st}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
FTL 178	0.45	250	350
L-518	0.6	250	350

Tab. 1.1: Vybrané frikční materiály

Hlavním parametrem je zde *koefficient tření* –  $\mu$ . Jeho hodnoty se pohybují v intervalu 0.3 – 0.7 a dle typu materiálu jsou více či méně závislé na teplotě. Charakteristiky  $\mu$  v závislosti na teplotě dříve uvedených materiálů byly umístěny do přílohy A.1 a A.2.

Výrobce rovněž uvádí dovolenou teplotu, na kterou mohou být materiály vyhřátý nepřetržitě –  $t_{\text{con}}$ . Tato teplota je zjištěna experimentálně a určuje, jakou hodnotou síly  $F$  či tlaku  $P$  za současné rychlosti otáčení  $v$  je možno na materiál působit a její hodnota nebude překročena. [5]

Parametr  $t_{\text{st}}$  udává, jakou teplotou je možno na materiál působit krátkodobě, pokud by došlo k překročení dříve zmíněných parametrů.[5]

4. **Kotva (brzdny disk)** – pohyblivá část brzdy. První část tvořící magnetický obvod brzdy. Požadavky na vlastnosti materiálu zde nejsou jen dobré magnetické vlastnosti, ale také odolnost proti korozi, opracovatelnost a pevnost. Pro jednoduché elektromechanické systémy se většinou využívá uhlíkových ocelí s nízkým obsahem uhlíku. [2]

Materiál	$B_{\text{sat}}$ [T]	$H_{\text{sat}}$ [A/m <sup>2</sup> ]	$\mu_r$ [-]
Ocel 1006	2.164	119.36	1404
Ocel 1010	2.275	318.31	902.6
Ocel 1018	2.43	795.77	529
Ocel 1117	2.13	238.79	1777

Tab. 1.2: Porovnání magnetických vlastností uhlíkových ocelí [2]

Pro stavbu magnetického obvodu nás z hlediska magnetických vlastností nejvíce zajímají magnetická indukce nasycení  $B_{\text{sat}}$  a relativní permeabilita  $\mu_r$ . Z tabulky uvedené výše je patrné že materiály, které mají tyto hodnoty nejvyšší jsou oceli 1006 a 1117. [2]

5. **Nastavovací válečky** – slouží k přesnému nastavení vzduchové mezery. Jejich výška je dána vzdáleností mezi přírubou a kostrou brzdy.
6. **Vinutí a izolace** – Parametry vinutí významně ovlivňují celkovou dynamiku brzdy. Musí být vhodně navrženo v souvislosti s návrhem pružin a rozměrů magnetického obvodu. Obecně se jedná o vinutí jednofázové s relativně velkým



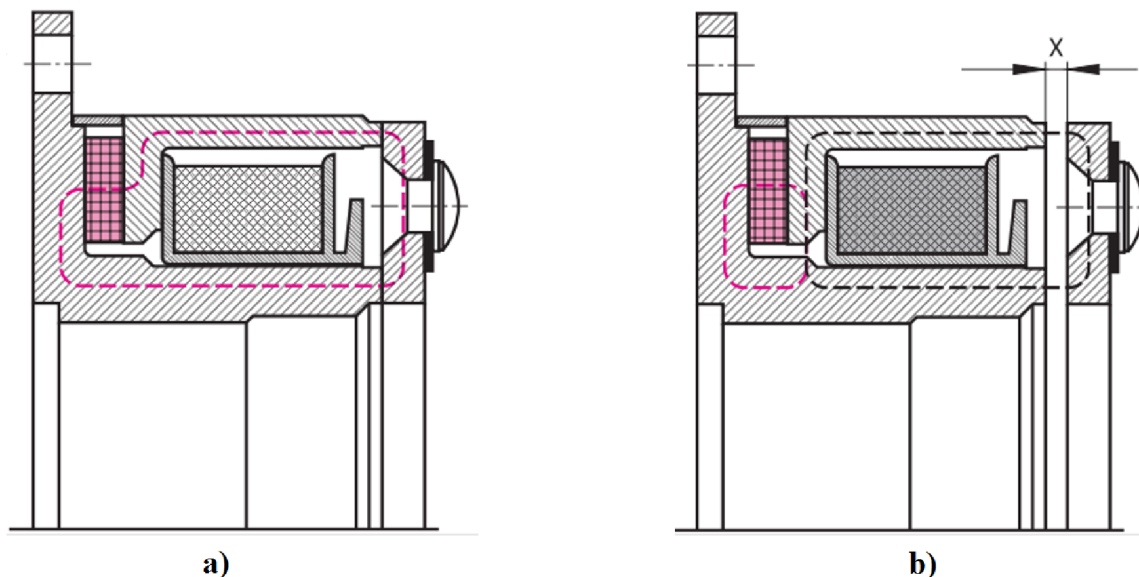
počtem závitů, běžně v rozmezí 500 – 1200 závitů. Velký počet závitů zde slouží pro dosažení dostatečného magnetického napětí.

Jak je patrné na Obr.1.4, vinutí je uloženo v izolátoru, který je následně vložen přímo do kostry. Izolace se zde třídí do tříd, stejně jak je tomu zvykem u ostatních elektrických strojů. U většiny modelů je standardem izolace třídy B (maximální teplota: 130°C), přičemž na vyžádání je možnost realizovat izolace s vyšší teplotní odolností. [4]

7. **Pružiny** – Náhledem na Obr.1.4 je patrná konfigurace pružin. Pružiny bývají zapuštěné přímo do kostry brzdy, jelikož z principu jejich funkce musí mít určitou délku, která se mění při zatížení a při stavu bez zatížení. Celková přitlačná síla je rozdělena mezi více pružin, v našem případě šest, což je výhodné ze dvou důvodů. V první řadě je přitlačná síla rovnoměrně distribuována na kotvu a tím je zajištěna přibližně konstantní brzdná síla v průběhu celé otáčky. Ve druhé řadě umístění pružin způsobuje působení brzdné síly zejména na okraj kotvy, a proto frikční materiál může být umístěn pouze na okraji disku.
8. **Kostra** – Kostra slouží zejména jako magnetický obvod, dále pak k uchycení vinutí, jako základna pro odměření vzduchové mezery a celkové uchycení jednotlivých částí. Z hlediska materiálových vlastností je možné využít informací uvedených v Tab.1.2. Na Obr.1.4 lze pozorovat, že stěna brzdy obsahuje velké množství děr, jak pro umístění pružin, tak pro závity šroubů a vyvedení vodičů pro napájení vinutí.

## 1.4 Brzdy s permanentními magnety

Brzdy s permanentními magnety jsou z hlediska konstrukce velmi podobné brzdám pružinovým. Hlavní rozdíl spočívá ve způsobu vytváření brzděné síly. Princip funkce bude opět nejnadhodnější vysvětlit na obrázku:



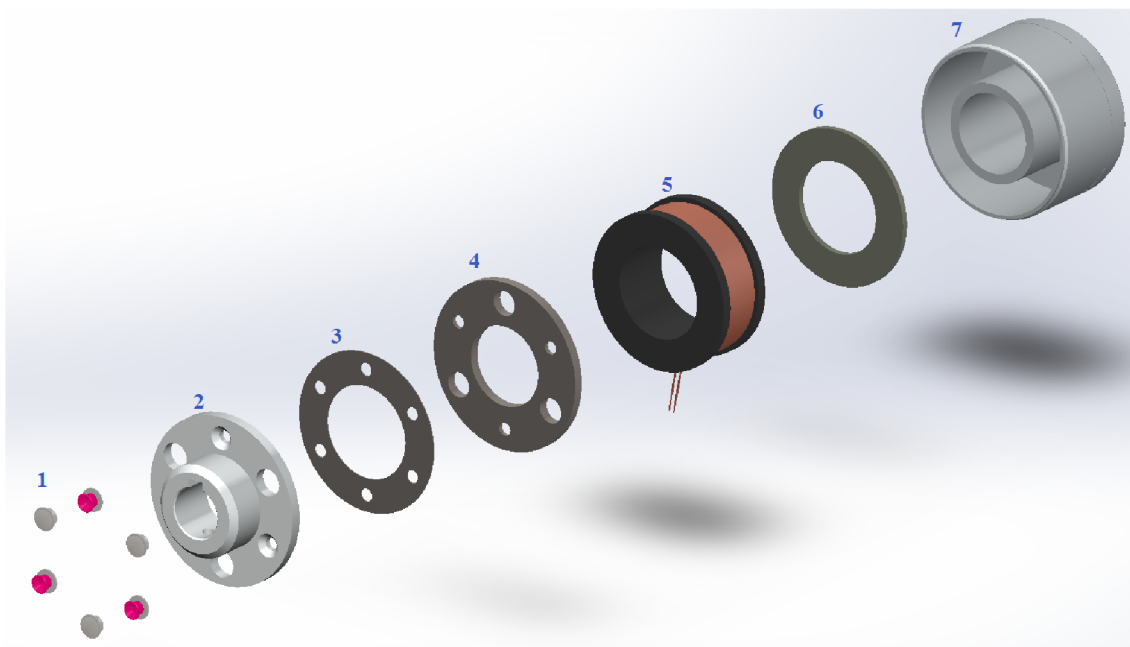
Obr. 1.5: Princip funkce brzdy s PM [7]

Ve stavu *a)* je brzda bez napájení a je zabrzděna. Magnetické pole vyvolané permanentními magnety působí na kotvu a ta je axiálně přitahována směrem ke kostře. Vzniká zde kovový kontakt mezi kotvou a kostrou, což má za následek vznik brzděné síly. Jelikož je kotva pevně aretována s nábojem pomocí kovových nýtů, bude rotor brzdy zafixován s nulovou vůlí.

Ve stavu *b)* je budící cívka napájena, začne tedy vytvářet magnetické pole působící proti poli vyvolanému permanentními magnety. Pružný disk posune kotvu zpět směrem k náboji čímž vznikne požadovaná vzduchová mezera pro volné otáčení kotvy a náboje.

### 1.4.1 Konstrukce brzdy s permanentními magnety

Samotnou konstrukci brzdy s permanentními magnety bude opět nejvhodnější popsat na 3D modelu. Na Obr.1.6 je možné pozorovat rozložený model brzdy s permanentními magnety a pozice jednotlivých komponent:



Obr. 1.6: Konstrukce PM brzdy

1. **Fixační nýty** – Narozdíl od šroubů u brzdy pružinové, nýty zajišťují pevné spojení s kotvou brzdy, což má za následek nulovou vůli při zabrzděném stavu. Tento fakt patří k jedné z největších výhod brzdy s permanentními magnety. Průměr nýtů musí být navržen velice přesně na díry v kotvě, aby bylo docíleno nulové vůle. [7]
2. **Příruba** – Na pozici 2 lze pozorovat konstrukci příruby. Zde lze vidět několik rozdílů oproti brzdě pružinové. Náboj je umístěn přímo do příruby, což je možné právě díky způsobu spojení: příruba – pružný disk – kotva. Možnosti konstrukce náboje jsou zde stejné, jako byly popsány v podkapitole 1.3.1.[7]
3. **Pružný disk** – Umožňuje samotný pohyb kotvy. Vzhledem k tomu, že je kotva s přírubou spojena napevno, axiální pohyb zprostředkovává právě pružný disk. Jedná se tedy o materiál s vhodnými parametry z hlediska opakované deformace.
4. **Kotva** – U této konfigurace funkci frikčního disku zajišťuje samotná kotva. Při nabuzení cívky se kotva bude posouvat směrem ke kostře brzdy, až dojde ke

kovovému styku obou částí. Samotný kovový styk kotvy s kostrou bude tedy vytvářet výslednou brzdou sílu. [7]

5. **Vinutí** – Samotné vinutí se nebude významně lišit od brzdy pružinové, které bylo rozebráno v podkapitole 1.3.1.
6. **Permanentní magnet** – V porovnání s brzdou pružinovou zde nahrazuje funkci pružin – generuje potřebnou brzdou sílu. Z hlediska materiálů se zde využívá zejména magnetů se vzácných zemin, které mají vysoké hodnoty  $B_r$  a  $H_c$  a dostatečnou teplotní odolnost proti odsmagnetování. V dnešní době se z hlediska nejlepších hodnot a přijatelné ceny využívají magnety NdFeB (Neodym – Železo – Bór).
7. **Kostra** – Narozdíl od brzdy pružinové neslouží jako základna pro uchycení pružin a nastavování vzduchové mezery, ale zejména jako brzdou část pro rotující kotvu.

## 2 PARAMETRY ELEKTROMAGNETICKÝCH BRZD

Parametry brzd se dají rozdělit do několika skupin. V první řadě to jsou parametry konstrukční, dané mechanickým návrhem brzdy. Dále jsou to parametry elektromagnetické, dané elektromagnetickým návrhem brzdy, přičemž tyto parametry popisují výslednou dynamiku brzdy. A nakonec jsou to parametry provozní. Provozní parametry popisují způsob, jakým má být tato brzda provozována. Parametry je tedy možné rozdělit do třech skupin:

### **Konstrukční parametry:**

- Požadavky na uchycení;
- Třecí moment;
- Maximální rychlost a směr otáčení;
- Pozice uchycení brzdy: horizontální / vertikální;
- Moment setrvačnosti.

### **Parametry dané elektromagnetickým návrhem:**

- Napájecí napětí;
- Parametry vinutí;
- Časy odbrzdění, zabrzdění – dynamika brzdy;
- Maximální oteplení (způsobené Jouleovými ztrátami).

### **Provozní parametry:**

- Výchozí brzdový režim;
- Střída brzdění;
- Maximální dovolené oteplení (způsobené vybrzděnou energií);
- Maximální vybrzděná energie – opakovaně a jednorázově;
- Počet cyklů zabrzdění. [10]

Je zřejmé, že parametry nelze striktně rozdělit do třech skupin, ale budou mezi sebou jak vzájemně provázány, tak v některých případech mohou jít i proti sobě. Úkolem tedy bývá, dle předem specifikovaných parametrů, ostatní parametry navrhnout takovým způsobem, aby brzda plnila jistou specifikaci.

Prodrobný popis všech dříve zmíněných parametrů by byl příliš zdlouhavý z hlediska literárního rozboru, v následujících podkapitolách budou proto zmíněny pouze ty parametry, které budou v práci vypočteny, simulovány a měřeny.

## 2.1 Statické brzdění

Při statickém brzdění pracuje brzda hlavně v polohovacích aplikacích, zejména při vertikálním pohybu pohonu. Cyklus většinou probíhá tak, že jakmile je zátěž pohonu v požadovaném stavu, měnič vydá pokyn pro přerušení napájení brzdy, čímž je brzda zabrzděna. Motor tedy nemusí být napájen a brzda drží zátěž pohonu. Zde je velmi důležité, aby byla brzda zabrzděna ještě před přerušením napájení motoru, jinak by hrozila havárie pohonu. Z hlediska namáhání brzdy jsou při procesu zabrzdění všechny rotující části v klidu, což znamená malé opotřebení frikčního disku a nevzniká zde žádné teplo.

## 2.2 Dynamické brzdění

Zde je brzda aktivována, když jsou všechny rotující části v pohybu. Brzda při dynamickém brzdění musí absorbovat veškerou kinetickou energii vyvolanou rotačním pohybem systému. Tím pádem zde dochází k velkému opotřebení frikčního disku, což je doprovázeno velkým vznikem tepla.

U bezpečnostních parkovacích brzd je snaha, aby se dynamické brzdění vyskytovalo minimálně. Za jistých situací, například při nepřesném nastavení pohonu se ovšem může stát, že k dynamickému brzdění dochází. Obecně ale parkovací brzdy nejsou navrženy pro kontinuální dynamické brzdění a používá se jiné konfigurace.

## 2.3 Nouzové zabrzdění

Jedná se v podstatě o dynamické brzdění, kdy při náhlé poruše nebo výpadku proudu musí brzda jednorázově pojmout velké množství kinetické energie systému. Zde je potřeba si uvědomit, že narozdíl od parazitního dynamického brzdění, kdy otáčky motoru bývají sníženy na mnohem nižší hodnotu, v tomto případě bude pohon s největší pravděpodobností v plném chodu a hodnota kinetické energie zde bude mnohonásobně vyšší.

Tento parametr bývá běžně udáván jako maximální vybrzděná energie za jednotku času. Uvažuje se tedy časový interval mezi jednotlivými nouzovými zabrzděními, který umožňuje brzdě snížit teplotu.

Na základě znalosti dříve popsanych brzdnych režimů je možno dále analyzovat parametry důležité pro správnou funkci brzdy.

## 2.4 Statický moment

Budeme-li uvažovat ideální chod pohonu, tedy bez vzniku dynamického brzdění, bude sledovaný parametr statický moment. Tento parametr udává, jaký moment je brzda schopna ještě udržet, než dojde k prokluzu frikčního disku.

Obecně lze potřebný statický moment brzdy definovat analýzy zátěže. Konkrétně tedy z její hmotnosti, geometrických rozměrů, apod. Tento způsob je ovšem nevyhovující, jelikož brzda je volitelné příslušenství k motoru, je vhodné navrhovat statický moment dle parametrů motoru. Požadovaný statický moment tedy může být vypočten dle následujícího vztahu:

$$M_S = \frac{1,5 \cdot P}{n} \cdot SF \quad [Nm] \quad (2.1)$$

Kde:

- $P$  – výkon motoru při plném zatížení;
- $n$  – otáčky při plném zatížení;
- $SF$  – Servisní faktor.

V tomto případě se vychází z předpokladu, že motor bude pro zátěž správně zvolen. Jinými slovy, výsledný statický moment brzdy bude vyšší než plný zátěžný moment daného motoru a brzda tedy zátěž udrží.

V rovnici se dále vyskytují dva koeficienty. Výkon je vynásoben koeficientem 1,5. Jedná se o 50% navýšení, kvůli dostatečné rezervě statického momentu z hlediska bezpečnosti. Dále také kvůli možným vibracím na hřídeli pohonu, které redukují přítláčnou sílu brzdy. [4]

Jako další koeficient je zde uvažován servisní faktor  $SF$ . Tento koeficient kompenzuje možné tolerance, nepřesnosti dat a možné nepřesnosti či odchylky způsobené frikčním diskem. Běžně se tento koeficient pohybuje v rozmezí 1,2 – 1.4 a je bezrozměrný. [4]

## 2.5 Dynamický moment

Proces brzdění začíná při skokovém odpojení napájení brzdy. Jak vyplývá z popisu dynamického brzdění v podkapitole 2.2, k zastavení rotoru se zátěží nedochází okamžitě, ale po určitém čase.

Tento čas je možno popsat jako:

$$T_c = T_e + T_d \quad [s] \quad (2.2)$$

Kde:

- $T_c$  – celkový čas zastavení [s];
- $T_e$  – vypínací čas brzdy [s];
- $T_d$  – čas snižování rychlosti [s].

Je zřejmé, že celkový brzdňý čas bude závislý i na času zabrzdění brzdy. Jak je popsáno v podkapitole 2.6.2, časy zabrzdění se pohybují v řádu ms a jsou tedy výrazně kratší než čas potřebný pro samotné mechanické zabrzdění. Poměr snížení rychlosti za čas je závislý na poměru dynamického momentu brzdy a celkového momentu setrvačnosti brzděného systému. Bude tedy platit:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_d}{J_c} \quad [rad/sec] \quad (2.3)$$

Z čehož je již možné odvodit vztah pro dynamický moment brzdy jako:

$$M_d = J_c \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad [Nm] \quad (2.4)$$

Kde:

- $M_d$  – dynamický moment brzdy [Nm];
- $J_c$  – celkový moment setrvačnosti systému [kg·m<sup>2</sup>];
- $\frac{d\omega}{dt}$  – poměr změny úhlové rychlosti za sekundu [ $\frac{rad}{sec}$ ].

Celkový moment setrvačnosti –  $J_c$  se skládá z momentu setrvačnosti zátěže –  $J_z$ , momentu setrvačnosti rotoru –  $J_r$  a momentu setrvačnosti brzdy –  $J_b$ . Moment setrvačnosti zátěže by zde měl být specifikován ze strany uživatele motoru, moment setrvačnosti rotoru motoru a brzdy jsou běžné katalogové hodnoty, ale pokud by z jakéhokoli důvodu nebyly známé, je pravidlem přidat 25% k momentu setrvačnosti zátěže, tedy:  $J_c = 1.25 \cdot J_z$ . [4]

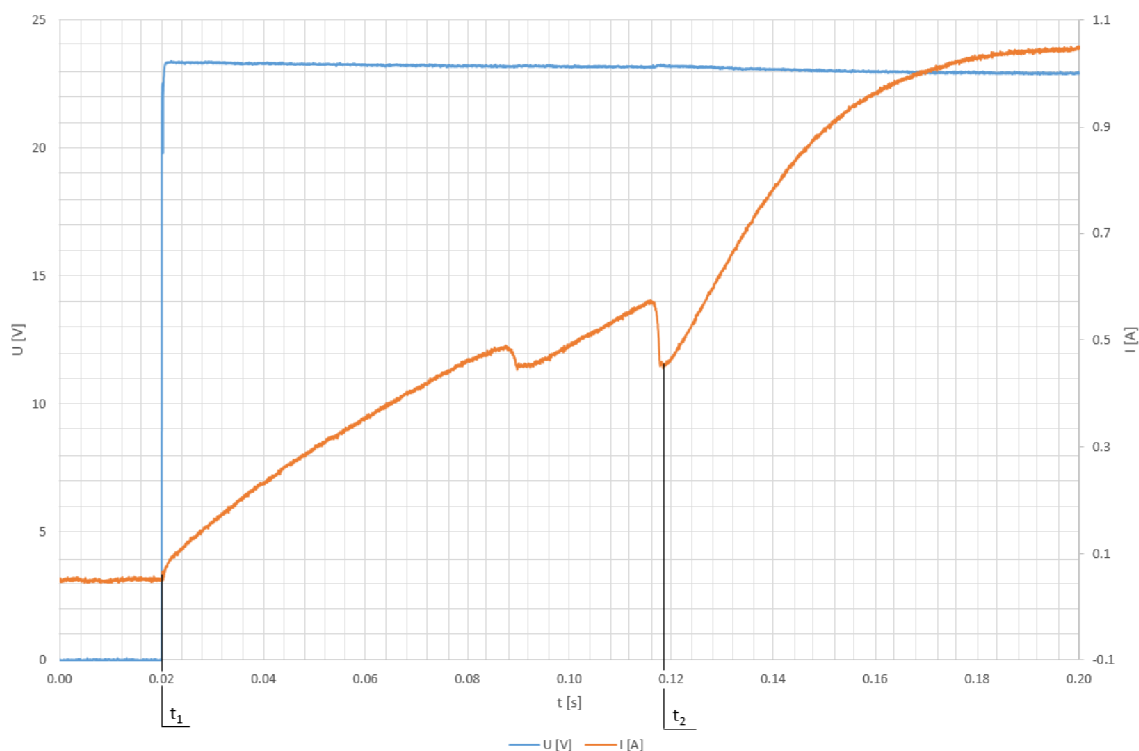
## 2.6 Časy zabrzdění a odbrzdění

Reálná brzda už z principu funkce není schopná být zabrzděna či odbrzděna ihned po přivedení respektive přerušení napájecího napětí. Časy, ze které je brzda schopna dosáhnout odbrzděného či zabrzděného stavu definují její dynamiku a proto zde budou rozebrány podrobněji.



## 2.6.1 Proces odbrzdění

Proces otevření začíná skokovým přivedením napětí → budícím vinutím začne růst proud. Čas se měří od skokového přivedení napětí, až po úplné otevření brzdy. Obvykle se tento proces děje ve dvou krocích. Náhledem na Obr.2.1 jsme schopni pozorovat dva proudové poklesy, přičemž brzda je odbrzděna až po druhém proudovém poklesu.



Obr. 2.1: Zapínací děj

Uvažovali bychom ideální brzdu, respektive její magnetický obvod, nárůst proudu cívkou odpovídá rovnici:

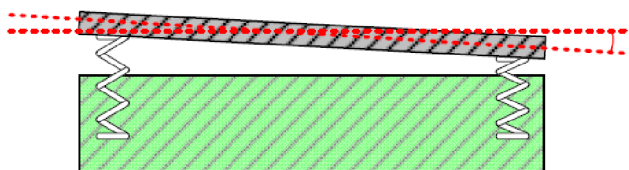
$$i_L = \int \frac{u - R \cdot i}{L} dt \quad [A] \quad (2.5)$$

zanedbáním úbytku napětí na odporu  $R \cdot i$ , který pro tento rozbor není podstatný vidíme, že skokový pokles proudu musí být dán skokovou změnou indukčnosti  $L$ . Víme-li, že indukčnost magnetické soustavy lze popsat rovnicí:

$$L = \frac{N^2}{R_m} \quad [H] \quad (2.6)$$

je zřejmé, že skokovou změnu může způsobit pouze skoková změna magnetického odporu  $R_m$ . Zde vzniká ovšem zmíněný problém, jelikož skoková změna magnetického odporu by za ideálního stavu měla nastávat pouze jednou, a to při stavu, kdy síla magnetického původu  $F_{im}$  bude větší než přítlačná síla pružin  $F_{mech}$  a dojde ke skokovému snížení vzduchové mezery.

Budeme-li ovšem uvažovat brzdu reálnou, může dojít ke odstranění vzduchové mezery ve dvou krocích. Náhledem na Obr.2.2 je možné lépe porozumět danému problému.



Obr. 2.2: Rozdílná tuhost pružin [2]

Z výše uvedeného obrázku je patrné, že bude kotva přitažena ve dvou krocích. Tento jev bude způsoben mírně rozdílnou konstantou tuhosti jednotlivých pružin. Ačkoliv se může zdát, že by tato nepřesnost, která může být i v rámci tolerance, neměla způsobovat rozdíl, náhledem na Obr.2.1 je patrné, že k prvnímu pohybu kotvy dojde v čase přibližně 90 ms, ale brzda bude plně odbrzděna až v čase 120 ms

Z obrázku je dále patrné časové zpoždění, které je možné popsat intervalem mezi časy  $t_1$  a  $t_2$ . Toto zpoždění je třeba uvažovat zejména při rozběhu motoru, aby nedocházelo ke zbytečnému opotřebení frikčního disku. Samotná délka tohoto intervalu závisí na konstrukci a geometrických rozměrech, přičemž se běžně pohybuje v intervalu 30–150 ms.

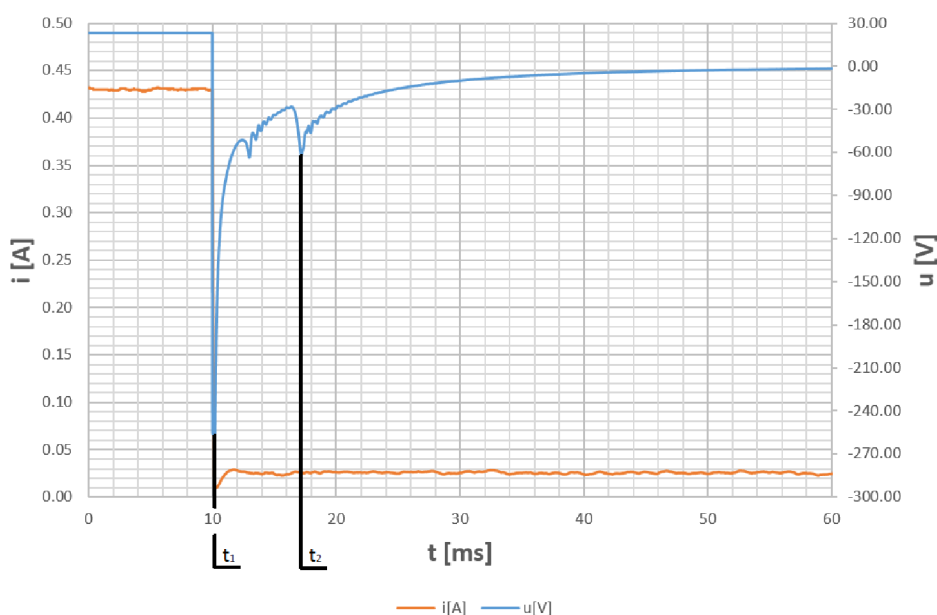
## 2.6.2 Proces zabrzdění

Proces zavření začíná skokovým odpojením napájecího napětí. Narozdíl od děje zapínacího, vypínací děj je mnohem hůře specifikován. Bude totiž záležet, jakým způsobem bude probíhat samotný pokles proudu, a tedy i akumulované magnetické energie. Problematikou vypínacího děje, a tedy i vyhodnocením času zabrzdění se zabývají například literatury [9], [10] a [11], avšak ve všech těchto literaturách je k problému přistoupeno mírně odlišným způsobem. Bude proto vhodné jednotlivé metody popsat a zvolit vhodnou metodu pro následné výpočty či simulace.

## Okamžitý pokles proudu

V prvním případě uvažujme brzdu napájenou z napěťového zdroje a bez přidání paralelních obvodů. Jelikož po vypnutí napájecího zdroje dojde k poklesu proudu téměř okamžitě, je zde sledován průběh indukovaného napětí, vyvolaného buď cívkou.

Na Obr.2.3 jsou patrné dvě napěťové špičky, přičemž způsob jejich vzniku je obdobný, jako způsob vzniku dvou proudových poklesů. Opět je zde možné pozorovat časové zpoždění mezi časy  $t_1$  a  $t_2$ , přičemž brzda bude zabrzděna až po druhém napěťovém překmitu.



Obr. 2.3: Přirozený vypínací děj

Z výše uvedeného průběhu je zřejmé, že bude – li brzda připojena k napájecímu zdroji přímo, tedy bez uvažování dodatečných paralelních obvodů, bude indukované napětí po vypnutí dosahovat relativně vysokých hodnot.

Velikost indukovaného napětí bude ve formě pulzu a je možné ho popsat základní rovnicí pro napětí cívky:

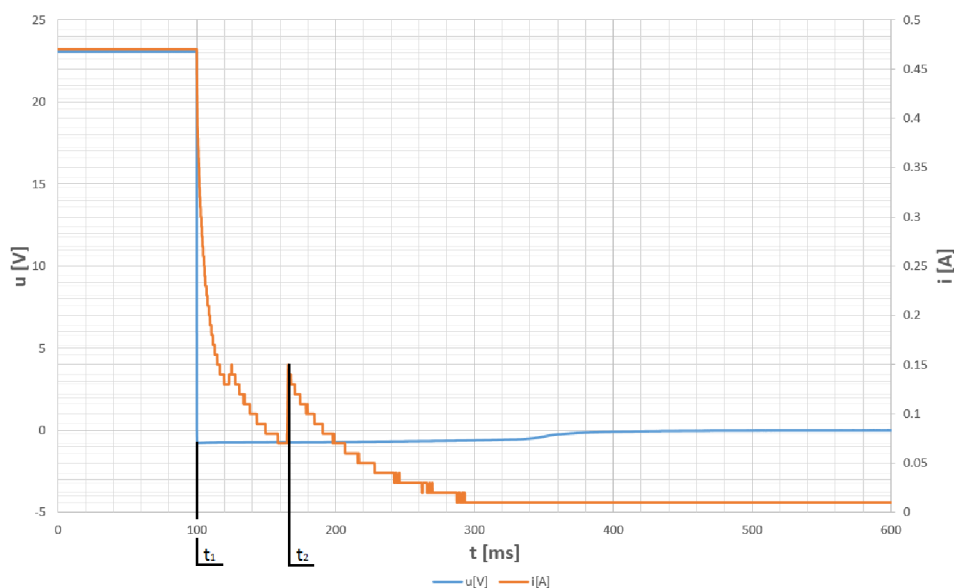
$$u_L = L \cdot \frac{di_L}{dt} \quad [V] \quad (2.7)$$

Překmit bude dosahovat mnohem vyššího napětí, než je napětí napájecí. Je to zřejmé ze dvou důvodů, zaprvé je to vysoká indukčnost cívky díky velkému počtu závitů, ale zejména pak velká hodnota  $\frac{di_L}{dt}$ . Z výše uvedeného obrázku je patrné, že překmit dosahuje přibližně  $u = 250 \text{ V}$ , při proudu odebíraném brzdou  $i = 0.43 \text{ A}$ .

U větších brzd s vyšším brzdňým momentem se vyskytují proudy mnohonásobně vyšší a tím pádem i indukované napětí by rostlo do nevyhovujících hodnot. Tento problém je odstraněn při druhé metodě zabrzdění brzdy.

### Pozvolný pokles proudu

Zde je brzda doplněna o nulovou diodu zapojenou paralelně k budící cívce brzdy. Proces tedy opět začíná přerušením napájecího napětí, avšak dioda umožní aby se proud uzavíral jejím obvodem, a tedy zamezí vzniku velkého indukovaného napětí.



Obr. 2.4: Vypínací děj s uvažováním nulové diody

Na rozdíl od předchozí metody je zde sledován průběh klesajícího proudu. Opět je zde sledována skoková změna, přičemž brzda je zabrzděna až po druhé této změně. Čas potřebný k zabrzdění je definován intervalem mezi  $t_1$  a  $t_2$ .

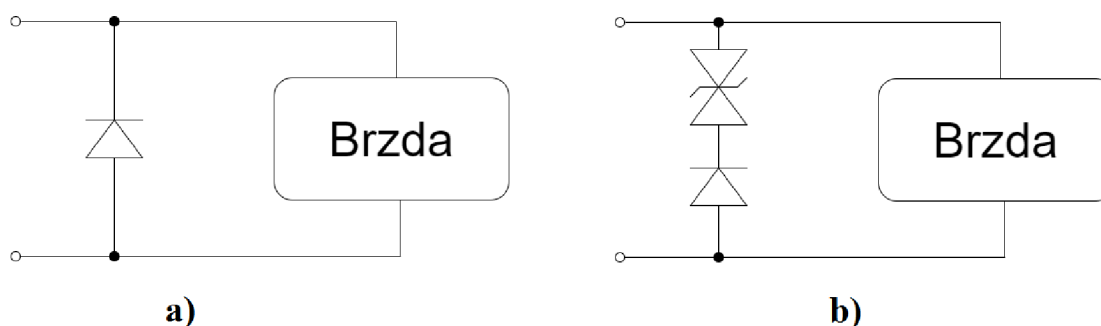
Srovnáním metody zobrazené na Obr.2.3 a Obr.2.4 se dostáváme k dříve zmíněnému problému. Je zřejmé, že bude-li proud klesat téměř skokově, čas zabrzdění bude mnohem kratší, avšak na svorkách brzdy se objeví indukované napětí o vysoké hodnotě.

Využijeme-li pozvolný pokles proudu, indukované napětí bude omezeno diodou, ale čas zabrzdění bude mnohem delší. Je tedy zřejmé, že bude záležet na konkrétní volbě, jakým způsobem bude snížen proud brzdou.

Pro účely výpočtu, simulací i měření bude využito metody s pozvolným poklesem proudu.

## Vypínací obvody

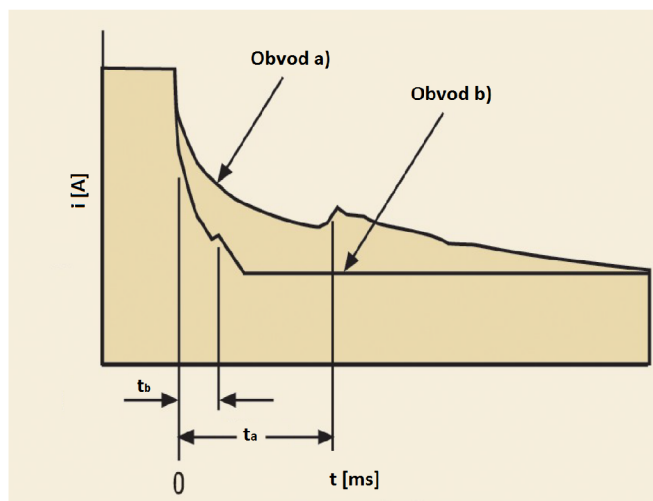
Budeme-li uvažovat vypínání brzdy metodou popsanou v podkapitole 2.6.2, může v praxi nastat problém, že čas zabrzdění bude příliš dlouhý a tedy nevyhovující pro danou aplikaci. Délku samotného času odbrzdění lze ovlivnit vhodnou kombinací prvků v paralelní větvi připojené na cívku brzdy. Na Obr.2.5 jsou zobrazeny dvě možná řešení.



Obr. 2.5: Schémata zapojení vypínacích obvodů

V zapojení *a)* je využito nulové diody a vypínací děj bude probíhat tak, jak tomu bylo popsáno na Obr.2.4.

V zapojení *b)* je obvod doplněn o obousměrný transil. Transil je součástka charakteristikou velmi podobná Zenerově diodě, umožní tedy zvýšení indukovaného napětí až do své průrazné hodnoty, což povede k rychlejšímu poklesu proudu. Porovnání časů odbrzdění dříve zmíněných obvodů je zobrazeno na Obr.2.6. [12]



Obr. 2.6: Porovnání času zabrzdění pro různé obvody [10]

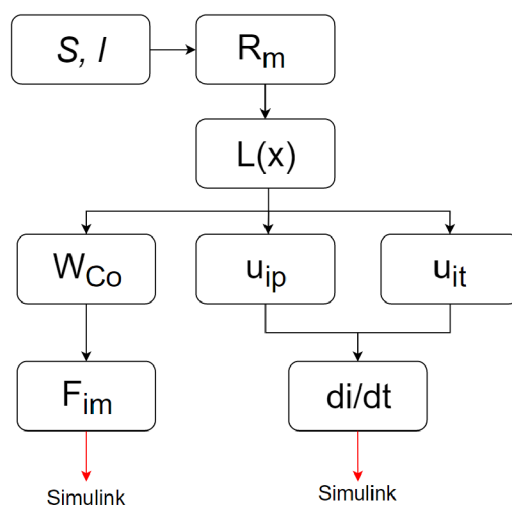
### 3 ANALYTICKÝ POPIS BRZDY

Cílem této kapitoly je získat dříve popsané parametry analytickou metodou výpočtu. Jak již bylo zmíněno dříve, jedná se o elektromechanickou soustavu s jednou budící cívkou, kterou je možné popsat diferenciálními rovnicemi. Nejprve bude proveden matematický popis elektromagnetické části, následně pak části mechanické. Tyto výstupy budou sloužit jako základ pro vytvoření dynamického modelu v prostředí MATLAB - Simulink. Celý výpočet je možné rozdělit jako:

- Matematický popis elektromagnetické části;
- Matematický popis mechanické části.

#### 3.1 Matematický popis elektromagnetické části

V této části je možné vyjít z teorie obecné elektromechanické soustavy, jejíž základní rovnice byly popsány v podkapitole 1.1. Celý proces začíná správným určením ploch kolmých na siločáry magnetického toku a střední délky magnetické siločáry. Tyto geometrické parametry tvoří základ pro výpočet magnetického odporu. Na základě znalosti magnetického odporu je možné určit výraz pro indukčnost jako funkci vzduchové mezery, který následně vstupuje jak do výpočtu magnetické síly, tak do obou složek napětí. Výstupem z elektromagnetické části tedy bude diferenciální rovnice, popisující časovou změnu proudu a výraz pro magnetickou sílu.



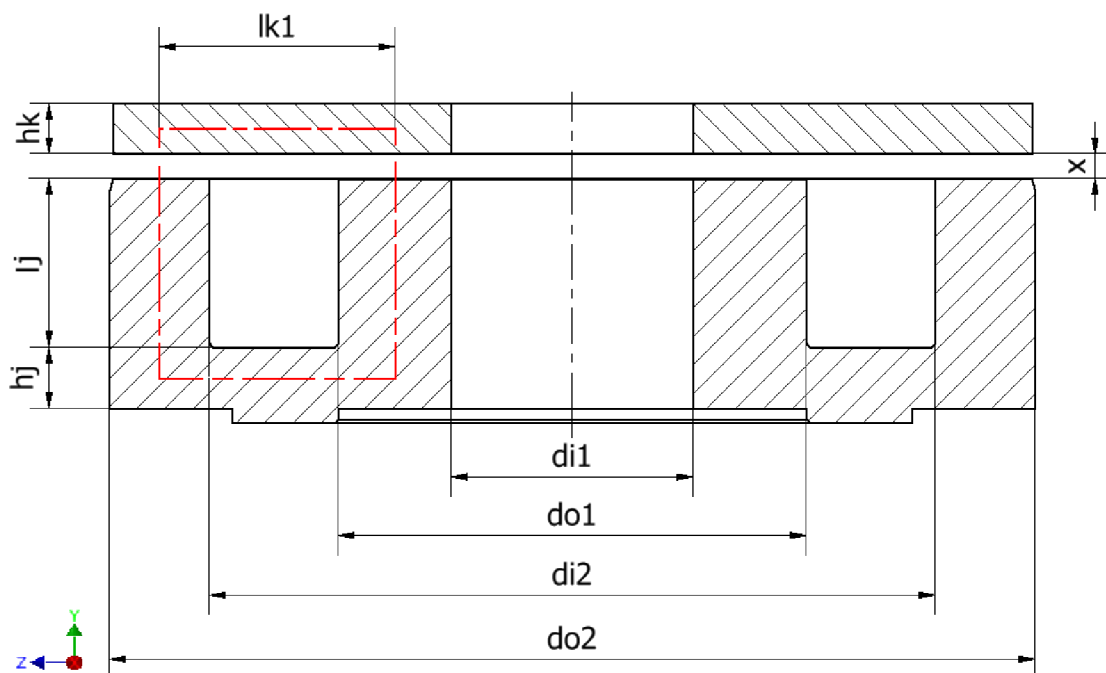
Obr. 3.1: Princip výpočtu elektromagnetické části

kde:

- $S$  – plocha kolmá na siločáry magnetického toku;
- $l$  – střední délka magnetické siločáry;
- $R_m$  – magnetický odpor jádra a kotvy;
- $L(x)$  – indukčnost jako funkce velikosti vzduchové mezery  $x$ ;
- $W_{CO}$  – koenergie soustavy;
- $u_{ip}$  – pohybové napětí;
- $u_{it}$  – transformační napětí;
- $\frac{di}{dt}$  – časová změna proudu.

### 3.1.1 Určení rozměrů

Aby bylo možné správně určit velikosti ploch a délek magnetických siločar, bude vhodné brzdou zobrazit v řezu:



Obr. 3.2: Řez brzdou

kde:

- $d_{o2}$  – vnější průměr vnější části jádra;
- $d_{i2}$  – vnitřní průměr vnější části jádra;
- $d_{o1}$  – vnější průměr vnitřní části jádra;
- $d_{i1}$  – vnitřní průměr vnitřní části jádra;
- $l_{k1}$  – střední délka kotvy a jádra;

- $h_k$  – výška kotvy;
- $d_s$  – výška jádra;
- $h_j$  – výška spodní části jádra;
- $x$  – velikost vzduchové mezery.

**Poznámka:** Kostru brzdy zde záměrně nazýváme jádrem, aby bylo možné jednotlivé parametry vhodně rozlišit z hlediska indexů v následujících výrazech.

Střední délka siločáry procházející kotvou:

$$l_k = l_{k1} + h_k \quad [m] \quad (3.1)$$

Střední délka siločáry procházející vnější i vnitřní částí jádra:

$$l_j = l_{j1} = l_{j2} \quad [m] \quad (3.2)$$

Střední délka siločáry procházející spodní částí jádra:

$$l_{j3} = l_{k1} + h_j \quad [m] \quad (3.3)$$

Náhledem na Obr 3.2 je zřejmé, že geometrie brzdy není zakótována standardně, ale byla rozdělena na dílčí části. Rozdělení je podstatné pro správný výpočet ploch kolmých na magnetické siločáry. Zatímco části jádra obepínající cívku budou procházeny magnetickým tokem vertikálně (v ose Y), tak spodní část jádra a kotva budou procházeny tokem horizontálně (v ose Z), čemuž bylo potřeba přizpůsobit i výpočet ploch.

### Plochy procházené tokem v ose Y

Plocha vnitřní části jádra:

$$S_{j1} = \pi \cdot \frac{(d_{o1})^2 - (d_{i1})^2}{4} \quad [m^2] \quad (3.4)$$

Náhledem na Obr.1.4 je zřejmé, že vnější část jádra obsahuje určité množství děr. Tyto díry není možné při výpočtu zanedbat a je třeba je od plné plochy jádra následně odečíst.

Plná plocha vnější části jádra:

$$S_{j2}^* = \pi \cdot \frac{(d_{o2})^2 - (d_{i2})^2}{4} \quad [m^2] \quad (3.5)$$

Plocha děr pro pružiny:

$$S_{d1} = \pi \cdot \frac{(d_1)^2 \cdot n_1}{4} \quad [m^2] \quad (3.6)$$



Následují plochy děr pro uchycení jednotlivých částí brzdy:

$$S_{d2} = \pi \cdot \frac{(d_2)^2 \cdot n_2}{4} \quad [m^2] \quad (3.7)$$

Plocha děr pro uchycení brzdy k motoru:

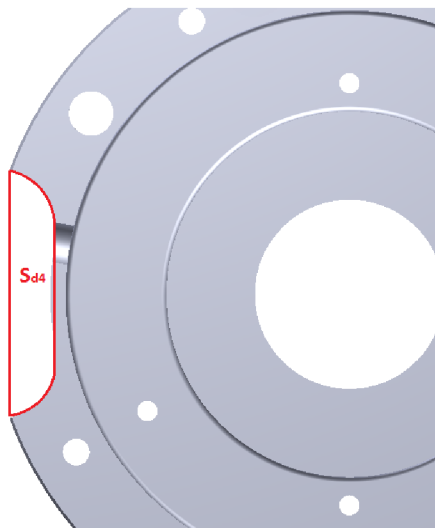
$$S_{d3} = \pi \cdot \frac{(d_3)^2 \cdot n_3}{4} \quad [m^2] \quad (3.8)$$

kde:

- $d_1$  – průměr díry pro pružinu;
- $d_2$  – průměr díry pro uchycení jednotlivých částí;
- $d_3$  – průměr díry pro uchycení brzdy k motoru;
- $n_1$  – počet děr pro pružiny;
- $n_2$  – počet děr pro uchycení jednotlivých částí;
- $n_3$  – počet děr pro uchycení brzdy k motoru.

Na Obr.3.3 je zobrazen výřez na vnějším průměru brzdy, který slouží k vyvedení napájecích vodičů do konektoru. Při výpočtu plochy výřezu bylo přijato jisté tvarové zjednodušení, které je zvýrazněno červeně. Plocha výřezu tedy bude:

$$S_{d4} = h \cdot r + \frac{\pi \cdot r^2}{2} \quad [m^2] \quad (3.9)$$



Obr. 3.3: Zobrazení výřezu pro vodiče

Výsledná plocha vnější části jádra:

$$S_{j2} = S_{j2}^* - (S_{d1} + S_{d2} + S_{d3} + S_{d4}) \quad [m^2] \quad (3.10)$$

**Plochy procházené tokem v ose Z**

Střední poloměr spodní části jádra:

$$r_j = \frac{d_{o2}}{2} - \frac{d_{o2} - d_{i2}}{4} - \frac{l_{k1}}{2} \quad [m] \quad (3.11)$$

Plocha spodní části jádra:

$$S_{j3} = 2\pi \cdot r_j \cdot h_j \quad [m^2] \quad (3.12)$$

Obdobně plocha kotvy:

$$S_k = 2\pi \cdot r_j \cdot h_k \quad [m^2] \quad (3.13)$$

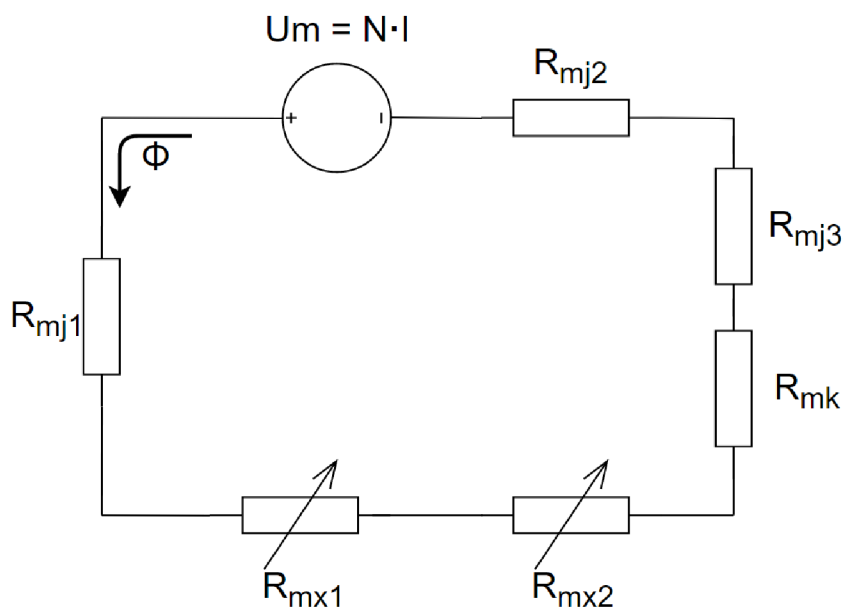
Souhrn důležitých parametrů následně vstupujících do dynamického modelu:

<b>Parametr</b>	<b>Označení</b>
Střední délka siločáry kotvou	$l_k$
Střední délka siločáry vnější/vnitřní částí jádra	$l_{j1}/l_{j2}$
Střední délka siločáry spodní části jádra	$l_{j3}$
Plocha vnitřní části jádra	$S_{j1}$
Plocha vnější části jádra	$S_{j2}$
Plocha spodní části jádra	$S_{j3}$
Plocha kotvy	$S_k$

Tab. 3.1: Parametry pro výpočet magnetických odporů

### 3.1.2 Určení magnetických odporů

Na základě předchozího rozdělení geometrie je možné sestavit náhradní magnetický obvod.



Obr. 3.4: Náhradní magnetický obvod brzdy

Pro výpočet magnetického obvodu obecně platí vztah:

$$R_m = \frac{l}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S} \quad [H^{-1}] \quad (3.14)$$

Střední délky magnetických siločar a ploch kolmých na magnetický tok byly určeny v předchozí podkapitole. S využitím tabulky 3.1 je možno určit dílčí magnetické odpory jako:

Magnetický odpor kotvy:

$$R_{mk} = \frac{l_k}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S_k} \quad [H^{-1}] \quad (3.15)$$

Magnetický odpor vnější části jádra:

$$R_{mj1} = \frac{l_{j1}}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S_{j1}} \quad [H^{-1}] \quad (3.16)$$

Magnetický odpor vnitřní části jádra:

$$R_{mj2} = \frac{l_{j2}}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S_{j2}} \quad [H^{-1}] \quad (3.17)$$

Magnetický odpor spodní části jádra:

$$R_{mj3} = \frac{l_{j3}}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S_{j3}} \quad [H^{-1}] \quad (3.18)$$

Proměnlivými odpory je ve schématu vyznačen magnetický odpor vzduchové mezery. Jelikož platí že  $S_{j1} \neq S_{j2}$ , byl výpočet rozdělen na dvě části. Při zanedbání rozptylových toků je možné psát:

Magnetický odpor vzduchové mezery nad vnější částí jádra:

$$R_{mx1} = \frac{x}{\mu_0 \cdot S_{j1}} \quad [H^{-1}] \quad (3.19)$$

Magnetický odpor vzduchové mezery nad vnitřní částí jádra:

$$R_{mx2} = \frac{x}{\mu_0 \cdot S_{j2}} \quad [H^{-1}] \quad (3.20)$$

Dalším krokem bude určení celkového odporu magnetického obvodu –  $R_m$ . Magnetické odpory nezávislé na změně vzduchové mezery je možné vyjádřit jako konstantu pro následné zjednodušení:

$$c = R_{mj1} + R_{mj2} + R_{mj3} + R_{mk} \quad [H^{-1}] \quad (3.21)$$

Magnetický odpor jako funkce vzduchové mezery:

$$R_{m1,2}(x) = R_{mx1} + R_{mx2} = \frac{x}{\mu_0 \cdot S_{j1}} + \frac{x}{\mu_0 \cdot S_{j2}} = \frac{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x}{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \quad [H^{-1}] \quad (3.22)$$

Celkový magnetický odpor obvodu:

$$R_m(x) = R_{m1,2}(x) + c = \frac{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}}{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \quad [H^{-1}] \quad (3.23)$$

### 3.1.3 Určení magnetické síly a diferenciální rovnice proudu

Změnou vzduchové mezery bude docházet ke změně magnetického odporu, což se nepřímou úměrou projeví na změně indukčnosti soustavy. Pro indukčnost jako funkci vzduchové mezery je možné psát:

$$L(x) = \frac{N^2}{R_m(x)} \quad [H] \quad (3.24)$$

Dosažením z rovnice 3.23 dostáváme:

$$L(x) = \frac{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} \cdot N^2}{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \quad [H] \quad (3.25)$$

Z literatury [1] víme, že pro magnetickou koenergii soustavy platí:

$$W_{CO} = \int_0^i \Psi di = \frac{1}{2} \cdot L(x) \cdot i^2 \quad [J] \quad (3.26)$$

Dosazením  $L(x)$  z rovnice 3.25 dostaneme výsledný vztah pro magnetickou koenergii řešené soustavy:

$$W_{CO} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} \cdot N^2}{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \cdot i^2 \quad [J] \quad (3.27)$$

Za předpokladu konstatního proudu při změně vzduchové mezery lze magnetickou sílu určit jako:

$$F_{im} = \left( \frac{dW_m}{dx} \right)_{i=konst.} \quad [N] \quad (3.28)$$

Dosazením z rovnice 3.27 a následnou úpravou dostáváme:

$$\begin{aligned} F_{im} &= \left( \frac{\partial W_m}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} \cdot N^2}{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \right) = \\ &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{N^2 \cdot (S_{j1} + S_{j2}) \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}}{((S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2})^2} \cdot i^2 \quad [N] \end{aligned} \quad (3.29)$$

Výsledný výraz pro  $F_{im}$  je dalším vstupním parametrem pro dynamický model.

Při určování diferenciální rovnice proudu bude vhodné vyjít z napěťové rovnice popisující obecnou elektromechanickou soustavu s jednou budící cívkou. S využitím literatury [1], kde byla tato problematika popsána, bude cílem nejprve získat vztahy popisující jednotlivé složky indukovaného napětí, dále pak celkovou napěťovou rovnici, ze které bude možné vyjádřit diferenciální rovnici proudu.

Pro napětí dle II. Kirchhoffova zákona platí:

$$u = R \cdot i + u_i = R \cdot i + \frac{d\Psi}{dt} \quad [V] \quad (3.30)$$

kde  $u_i$  je indukované napětí, které je dáno součtem dvou částí. První část, tzv. transformační napětí je způsobeno časovou změnou proudu při konstantní vzduchové mezeře. Pro transformační napětí platí:

$$u_{it} = \frac{\partial \Psi}{\partial i} \cdot \frac{di}{dt} \quad [V] \quad (3.31)$$

Jak již bylo zmíněno dříve, pro spřažený magnetický tok platí:  $\Psi = L(x) \cdot i$ . Dosazením za  $L(x)$  z rovnice 3.25 a následnou úpravou dostáváme:

$$u_{it} = \frac{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} \cdot N^2}{(S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}} \cdot \frac{di}{dt} \quad [V] \quad (3.32)$$

Druhá část, tzv. pohybové napětí způsobené pohybem kotvy za předpokladu, že proud zůstává konstantní.

$$u_{ip} = \frac{\partial \Psi}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \quad [V] \quad (3.33)$$

Obdobným způsobem jako transformační napětí, je i pohybové napětí možno vyjádřit jako:

$$u_{ip} = -\frac{\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} \cdot N^2 \cdot (S_{j1} + S_{j2})}{((S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2})^2} \cdot i \cdot \frac{dx}{dt} \quad [V] \quad (3.34)$$

Jelikož se výrazy pro  $u_{it}$  a  $u_{ip}$  postupnými úpravami staly zdlouhavé, nahradme dílčí části konstantami:

- $S_{j1} + S_{j2} = a$
- $\mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2} = b$

Transformační napětí po zjednodušení:

$$u_{it} = \frac{N^2 \cdot a}{a \cdot x + c \cdot b} \cdot \frac{di}{dt} \quad [V] \quad (3.35)$$

Obdobně pro napětí pohybové:

$$u_{ip} = -\frac{N^2 \cdot a \cdot b}{(a \cdot x + c \cdot b)^2} \cdot i \cdot \frac{dx}{dt} \quad [V] \quad (3.36)$$

Dosazením rovnic 3.35 a 3.36 do rovnice 3.30 získáme celkovou napěťovou rovnici řešené soustavy:

$$u = R \cdot i + \frac{N^2 \cdot b}{a \cdot x + c \cdot b} \cdot \frac{di}{dt} - \frac{N^2 \cdot a \cdot b}{(a \cdot x + c \cdot b)^2} \cdot i \cdot \frac{dx}{dt} \quad [V] \quad (3.37)$$

Vyjádřením  $\frac{di}{dt}$  dostáváme výslednou diferenciální rovnici proudu:

$$\frac{di}{dt} = \left( u - R \cdot i + \frac{N^2 \cdot a \cdot b}{(a \cdot x + c \cdot b)^2} \cdot i \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot \frac{a \cdot x + c \cdot b}{N^2 \cdot b} \quad [A/s] \quad (3.38)$$

Rovnice popisující časovou změnu proudu je z hlediska elektromagnetické části poslední vstupní parametr do dynamického modelu brzdy.

## 3.2 Matematický popis mechanické části

Aby bylo možné simulovat brzdou jako ucelenou soustavu, je nezbytné sestavit diferenciální rovnici mechanické části. Z dřívějšího rozboru již víme, že bude-li magnetická síla dostatečně velká, dojde k přitažení kotvy brzdy. Vhodným popisem mechanických dějů působících proti síle magnetické, získáme diferenciální rovnici mechanické části.

Pružiny jsou usazené v kostře a pomocí nastavovacích válečků jsou předpružené na určitou sílu. Délka pružin bude po přitažení kotvy snížena. Celkovou sílu vytvářenou pružinami je tedy možné popsat jako:

$$F_{mech} = k \cdot (x - x_0) \quad [N] \quad (3.39)$$

Kotva brzdy se bude pohybovat s určitým zrychlením a má určitou hmotnost, což je možné popsat jako:

$$F_j = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad [N] \quad (3.40)$$

$$F_{im} = F_{mech} + F_j \quad [N] \quad (3.41)$$

Dosazením za jednotlivé síly dostaneme výslednou diferenciální rovnici mechanické části:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{N^2 \cdot (S_{j1} + S_{j2}) \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2}}{((S_{j1} + S_{j2}) \cdot x + c \cdot \mu_0 \cdot S_{j1} \cdot S_{j2})^2} \cdot i^2 = k \cdot (x - x_0) + m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad [N] \quad (3.42)$$

### 3.2.1 Určení statického momentu brzdy

Problematika vytvoření brzdného momentu pomocí frikčního disku je rozebrána v literatuře [13], [14]. S využitím této literatury a znalosti rozměrů obložení frikčního disku lze stanovit vztahy pro potřebnou axiální sílu vytvářenou pružinami k dosažení určitého statického momentu.

Kotva i příruba jsou vyrobeny s relativně nízkou rozměrovou tolerancí. Při plošném styku je tedy možno přijmout určité zjednodušení a uvažovat konstatní tlak na element jejich plochy. Přítlačná axiální síla bude působit na element frikčního disku jako:

$$dF_{ax} = 2\pi \cdot r \cdot p \cdot dr \quad [N] \quad (3.43)$$

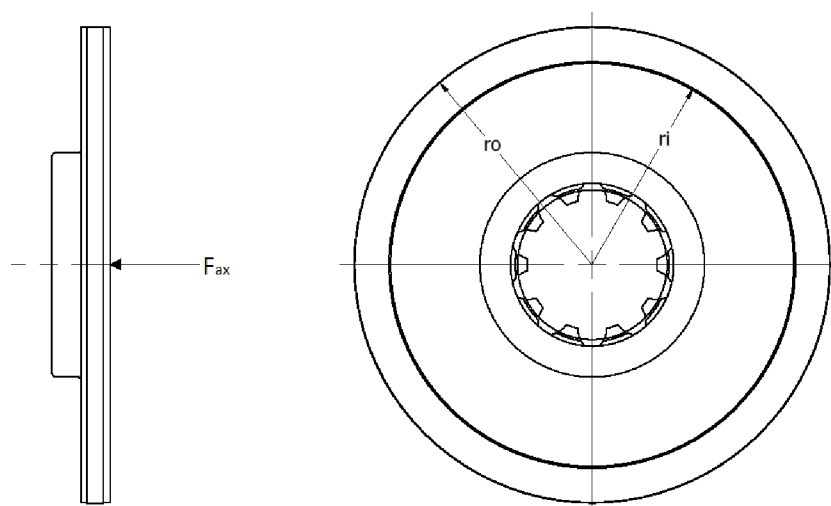
Dosažením koeficientu tření  $\mu$  získáme výraz pro třecí sílu:

$$dF_t = 2\pi \cdot r \cdot p \cdot \mu \cdot dr \quad [N] \quad (3.44)$$

Přenesený statický moment je možné vyjádřit jako třecí sílu působící na rameno, což je v našem případě poloměr frikčního obložení:

$$M_s = F_t \cdot r \quad [Nm] \quad (3.45)$$

Pro výpočet momentu je třeba znát vnější a vnitřní poloměr frikčního materiálu.



Obr. 3.5: Rozměrový náčrt frikčního disku



Integrací od vnitřního po vnější rádius frikčního obložení a současným dosazením vztahu pro  $F_t$  je možné určit statický moment jako:

$$M_s = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi r^2 \cdot p \cdot \mu \, dr = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot (r_o^3 - r_i^3) \quad [Nm] \quad (3.46)$$

Budeme - li výraz pro  $dF_{ax}$  integrovat ve stejných mezích jako moment, získáme sílu potřebnou pro vytvoření tohoto momentu:

$$dF_{ax} = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi \cdot r \cdot p \, dr = \pi \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot p \quad [N] \quad (3.47)$$

Vyjádřením tlaku  $p$  a následným dosazením do rovnice 3.46 obdržíme výslednou rovnici pro statický moment. Pro tlak tedy bude platit:

$$p = \frac{F_{ax}}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad [Pa] \quad (3.48)$$

Výsledný výraz pro statický moment:

$$M_s = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_{ax} \cdot \frac{(r_o^3 - r_i^3)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad [Nm] \quad (3.49)$$

## 4 DYNAMICKÝ MODEL BRZDY

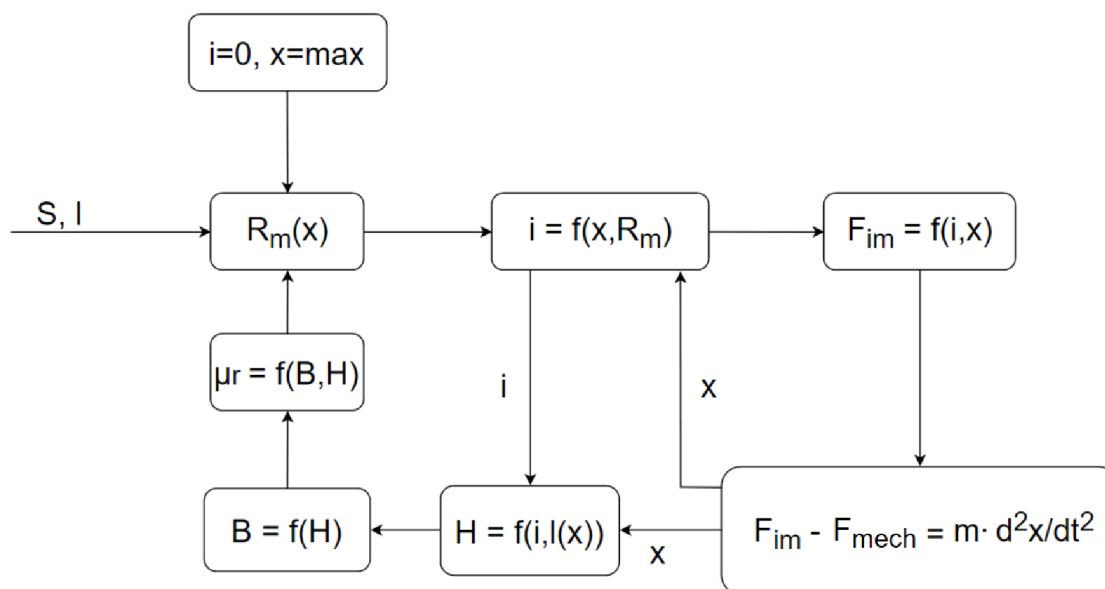
V předchozích podkapitolách byly odvozeny rovnice popisující dynamiku brzdy. Aby bylo možné získat výsledky proměnných dějů jak elektrických tak mechanických, musí být rovnice řešeny v časové oblasti. Vhodným nástrojem pro řešení soustav popsánými diferenciálními rovnicemi je Matlab - Simulink.

Celkové schéma je relativně obsáhlé a bude proto vhodné jednotlivé části popsat zvlášť. Strukturu dynamického modelu je možné pozorovat na Obr. 4.1. Výchozí stav výpočtu představuje brzdou bez napájení a s maximální vzduchovou mezerou.

Na základě geometrických parametrů, viz tabulka 3.1 je nejprve potřeba sestavit výpočet magnetických odporů v jednotlivých částech. Je zřejmé že tyto magnetické odpory budou závislé na permeabilitě materiálu, která se bude měnit v závislosti na sycení.

Jakmile je správně nastavena výpočetní část magnetických odporů, na diferenciální rovnice popisující elektrickou část je možné určit časovou změnu proudu a tedy i magnetickou sílu. Řešením mechanické rovnice na základě magnetické síly a dílčích sil mechanických získáme informaci o změně vzduchové mezery, která je zpětnovazebně přenesena do dalších částí výpočtu.

Struktura analytického výpočtu:



Obr. 4.1: Princip funkce dynamického modelu

V prostředí Simulink je možné všechny počítané parametry vynést do grafů či zobrazit jejich ustálené hodnoty. Z důvodu přehlednosti se soustředíme zejména na časy odbrzdění a zabrzdění, dále pak na porovnání magnetické a mechanické síly.

Aby bylo možné výpočty provést, je potřeba znát ještě několik parametrů, které jsou převzaty z dokumentace výrobce:

Parametr	Hodnota
Napájecí napětí	24V
Počet závitů	922
Odpor vinutí	45.5 $\Omega$

Tab. 4.1: Parametry potřebné pro výpočet

Posledním parametrem je charakteristika materiálu tvořícího magnetický obvod brzdy. Brzda bude vyrobena z Oceli 1010, jejíž BH charakteristika je zobrazena v příloze A.3.

## 4.1 Výpočet permeability a magnetických odporů

Základní vztah pro výpočet magnetického odporu platí dle rovnice 3.14. Plochy i délky siločar již byly definovány, proměnnou tedy zůstává relativní permeabilita  $\mu_r$ , která se bude měnit v závislosti na sycení. Indukci ovšem v této fázi výpočtu neznáme, bude pro ni odvozen výraz na základě známých veličin a permeabilita bude počítána zpětnovazebně.

Vyjdeme z Hopkinsonova zákona, kde pro magnetický tok platí:

$$\Phi = \frac{U_m}{R_m} \quad [Wb] \quad (4.1)$$

Jako zdroj magnetického napětí zde bude součin počtu závitů a okamžitá hodnota proudu. Dále víme, že pro intenzitu magnetického pole platí:

$$H = \frac{N \cdot i}{l_c} \quad [A/m] \quad (4.2)$$

Kde  $l_c$  je celková délka magnetické siločáry, která je dána součtem magnetických siločar v jednotlivých částech železa a okamžité hodnoty velikosti vzduchové mezery:

$$l_c = l_k + l_{j1} + l_{j2} + l_{j3} + 2x \quad [m] \quad (4.3)$$

Z BH křivky je možné určit magnetickou indukci jako:

$$B = H \cdot \mu_0 \cdot \mu_r \quad [T] \quad (4.4)$$

Aby bylo možné počítat změnu permeability v závislosti na změně indukce, je potřeba sestavit funkci pro tento přepočet. Vyjdeme tedy z BH křivky materiálu a na základě rovnice 4.4 je možné permeabilitu přepočítat jako:

$$\mu_r = \frac{B}{\mu_0 \cdot H} \quad [-] \quad (4.5)$$

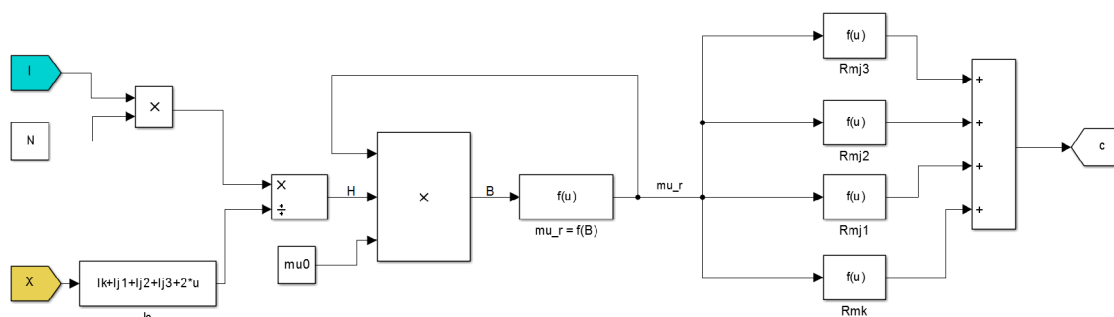
Jelikož je snaha aby byla permeabilita počítána co nejlépe spojitě, byly výsledné hodnoty proloženy polynomem 6-tého řádu k dosažení co nejvyšší přesnosti. Výsledná funkce závislosti permeability na magnetické indukci je pro simulink popsána jako:

$$y = -807.13 \cdot u^6 + 6209.4 \cdot u^5 - 19608 \cdot u^4 + 32245 \cdot u^3 - 27613 \cdot u^2 + 8990.9 \cdot u + 1220.8 \quad (4.6)$$

kde:

- $y$  – okamžitá hodnota  $\mu_r$ ;
- $u$  – okamžitá hodnota  $B$ .

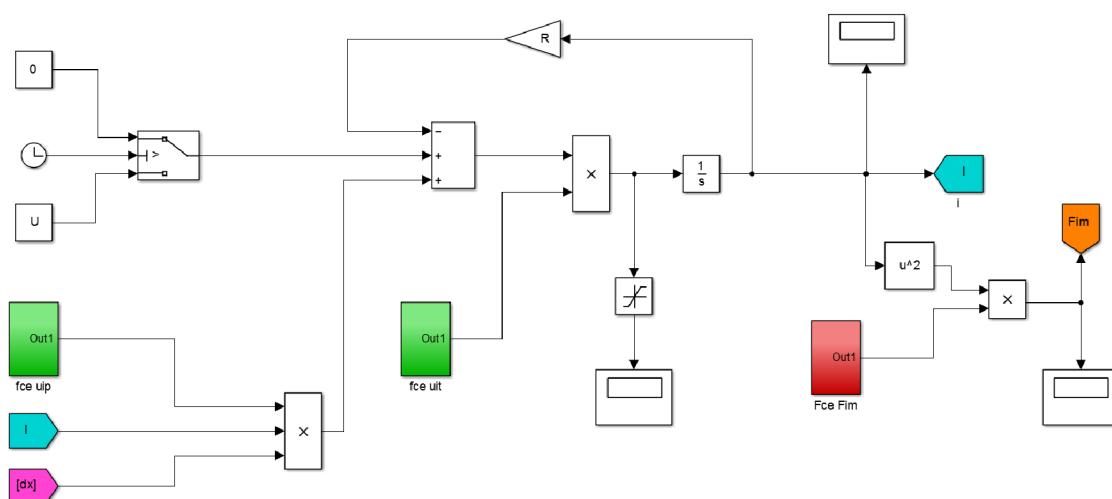
Celkový výpočet permeability a magnetických odporů je zobrazen na Obr.4.2. Výsledné odpory jednotlivých částí jsou následně sečteny do konstanty  $c$ , jako bylo popsáno v rovnici 3.21.



Obr. 4.2: Výpočet permeability a magnetických odporů

## 4.2 Výpočet elektrické části

Základem této výpočetní části je diferenciální rovnice proudu viz 3.38. Budeme-li řešit časovou analýzu této části, získáme časové průběhy elektrických veličin a magnetické síly. Tyto výsledky budou dále vyhodnoceny z hlediska časů odbrzdění a zabrzdění brzdy. Struktura výpočtu je zobrazena na Obr.4.3:



Obr. 4.3: Elektrická část soustavy

Zeleně jsou vyznačeny sub-bloky reprezentující funkce  $u_{it}$  a  $u_{ip}$ . Tyto bloky jsou tvořeny dle rovnic 3.35, 3.36. Na výstupní části je vytvořen sub-blok, který ve spojení s okamžitou hodnotou proudu počítá okamžitou hodnotu magnetické síly, která následně vstupuje do části mechanické.

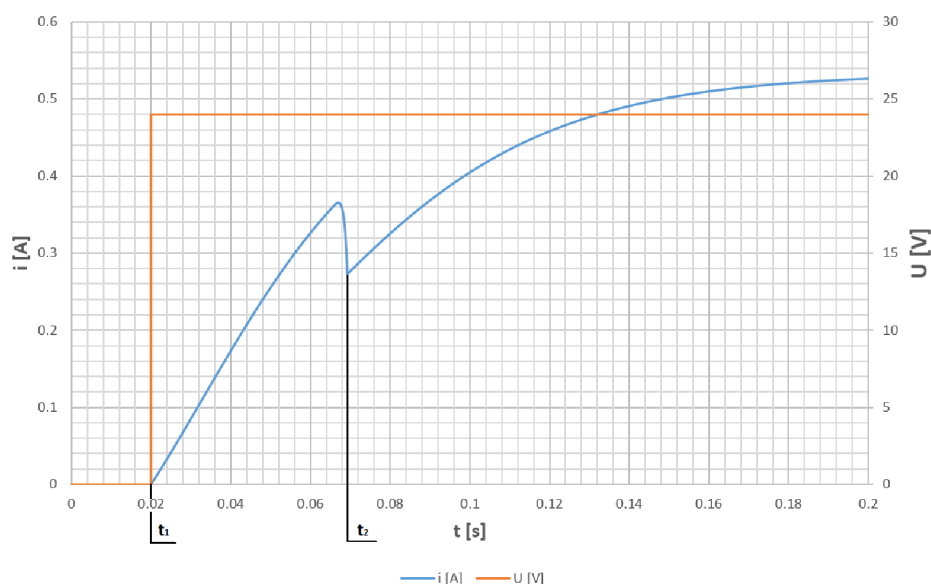
Do všech zvýrazněných bloků je třeba kromě parametrů konstantních, připojit parametry proměnné, viz Obr.4.1. Jedná se tedy o parametr  $c$ , který byl definován v předchozí kapitole. Dále pak zpětnou informaci o časové změně proudu a okamžité velikosti vzduchové mezery.

### 4.2.1 Určení časů zabrzdění a odbrzdění

V návaznosti na podkapitoly 2.6.1 a 2.6.2 zde budeme vyhodnocovat časovou změnu proudu a napětí. Na základě zkoumání těchto průběhů bude možné stanovit časy zabrzdění a odbrzdění.

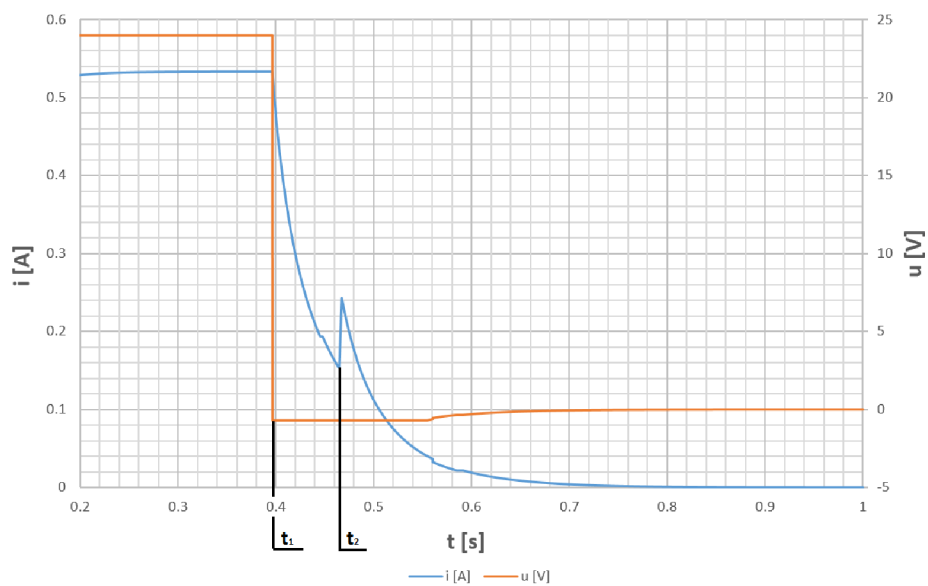
Jelikož dynamický model je tvořen na základě matematických rovnic a funkcí, není možno do něj implementovat diodu a uvažovat její charakteristiku. Zde bylo přijmuto určité zjednodušení a dioda byla nahrazena blokem *Saturace*, viz 4.3. Tento saturační blok byl nastaven na hodnotu napětí  $U = 0.7 V$ , jako nahrazení prahového napětí diody v propustném směru.

Nejprve bude zobrazen časový průběh proudu po přivedení napájení v čase  $t = 20 ms$ .



Obr. 4.4: Čas odbrzdění analytickou metodou

Interval mezi časy  $t_1$  a  $t_2$  definuje čas potřebný pro přitažení kotvy brzdy. Obdobným způsobem vyhodnotíme čas po vypnutí napájecího napětí. Odpojení napájecího napětí dojde v čase  $t = 400 ms$  a bude sledováno napětí na brzdě a proud brzdou:



Obr. 4.5: Čas zabrzdění analytickou metodou

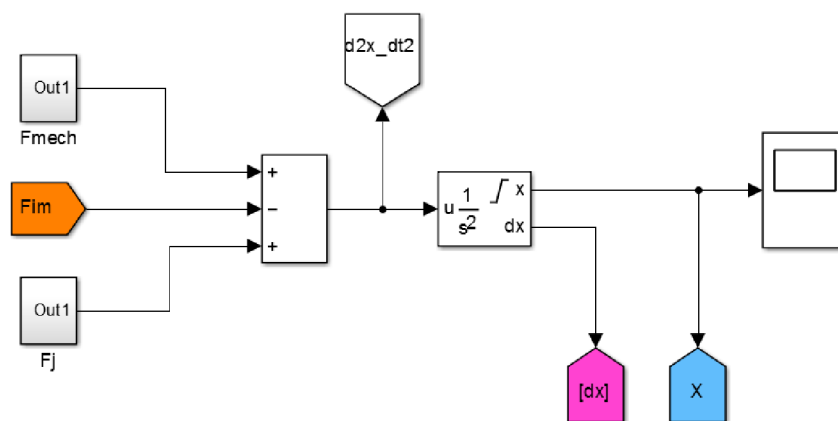
Pro porovnání s výsledky pomocí MKP a měření budou tedy uvažovány následující parametry:

Parametr	Hodnota
Čas odbrzdění	49ms
Čas zabrzdění	62ms

Tab. 4.2: Časy zabrzdění a odbrzdění analytickou metodou

### 4.3 Výpočet mechanické části

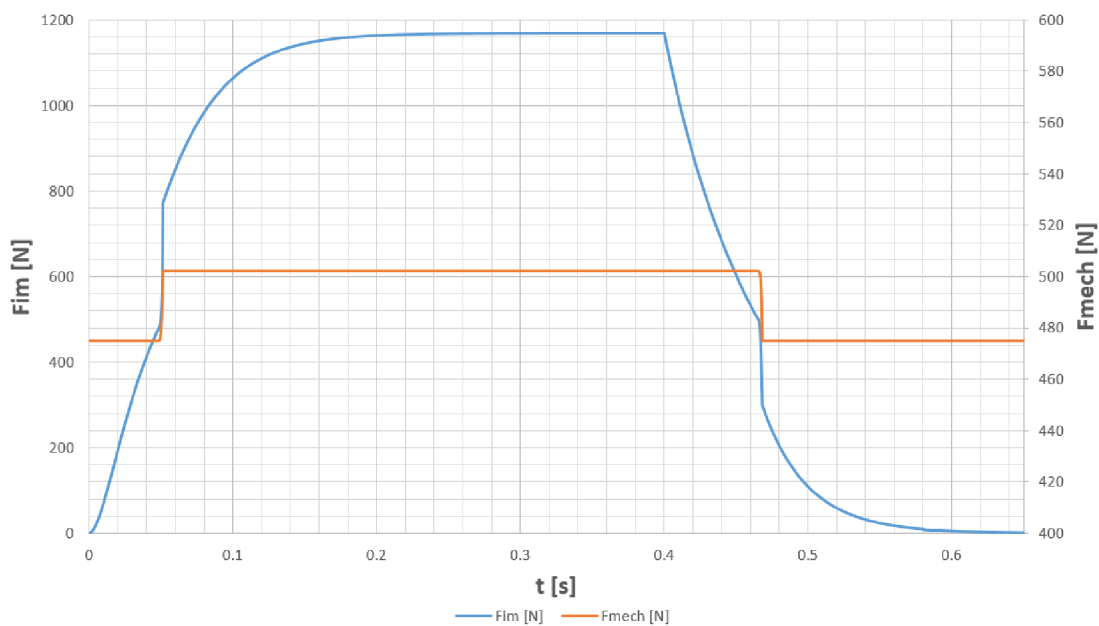
Výpočet mechanické části vychází z rovnice 3.42. Sub-blok označený  $F_{mech}$  určuje celkovou mechanickou sílu pružin. Sub-blok  $F_j$  vyjadřuje sílu způsobenou pohybem kotvy o určité hmotnosti.



Obr. 4.6: Mechanická část soustavy

Výstupem elektrické části je magnetická síla  $F_{im}$ , která záměrně nebyla zobrazena dříve, aby ji bylo možné porovnat se silou vyvolanou pružinami. Bude simulován celý děj, tedy v čase  $t = 0 \text{ ms}$  bude přivedeno napájecí napětí, v čase  $t = 400 \text{ ms}$  bude odpojeno, celkový čas simulace bude 0.8 s. Porovnání síly magnetické a mechanické:



Obr. 4.7: Porovnání  $F_{im}$  a  $F_{mech}$ 

Z uvedených průběhů lze pozorovat okamžik přitažení kotvy, tedy když magnetická síla bude větší než síla mechanická. Časy odbrzdění a zabrzdění budou samozřejmě stejné, jako byly uvedeny v tabulce 4.2. Tyto časy jsou odečítány z průběhů napětí a proudů zejména kvůli jednoduchosti měření, jelikož magnetickou sílu nelze během těchto dějů jednoduše měřit. Z tohoto důvodu také nejsou obsahem měření, ale budou simulovány MKP pro výsledné porovnání.

## 5 VÝPOČET PARAMETRŮ POMOCÍ MKP

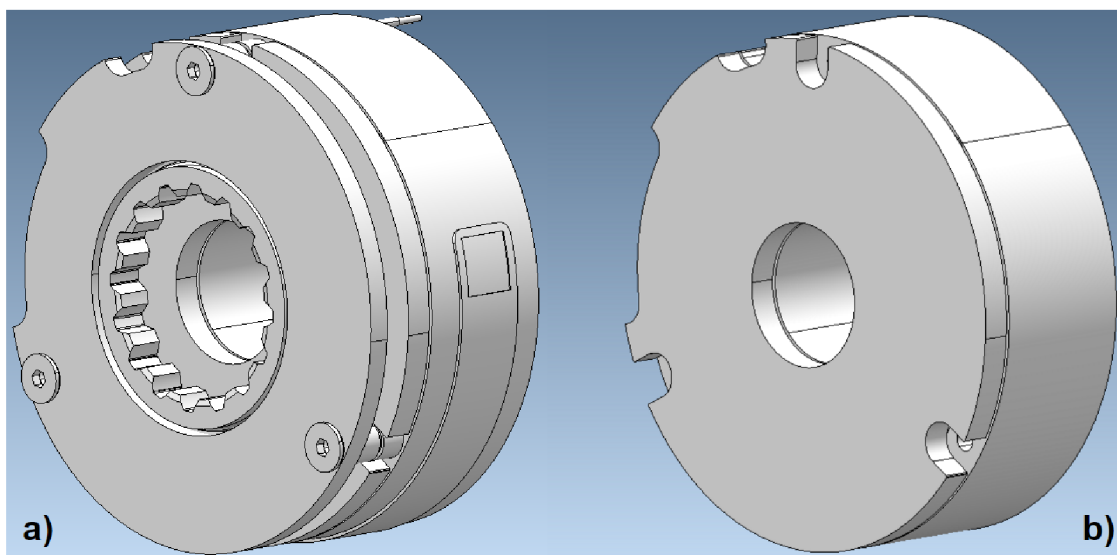
V předchozích kapitolách byl popsán výpočet brzdy na základě znalosti diferenciálních rovnic. Je ovšem zřejmé, že pomocí analytických vztahů přijímáme určité zjednodušení, zejména tedy z hlediska rozložení magnetické indukce v magnetickém obvodu, či výpočtu permeability. Za účelem overení těchto rozdílů byl vytvořen konečně prvkový model brzdy.

Konečně prvkový výpočet byl prováděn výpočetním softwarem *Infolytica – Magnet*. Jedná se o profesionální výpočetní software ze zaměřením na problematiku elektromagnetických polí. Samotný popis funkcí a vlastností tohoto softwaru není z hlediska této práce podstatný a je možné jej nalézt v literatuře [15]

Bylo zvažováno více možností jakým způsobem bude konečně prvkový model realizován, zejména volba 2D či 3D metody s ohledem na výpočetní čas. Jelikož bylo snahou docílit co možná nejpřesnějších výsledků pro porovnání s analytickou metodou výpočtu a následným měřením, byla zvolena 3D výpočetní metoda a tedy i import reálné geometrie brzdy.

### 5.1 Import a zjednodušení modelu

Náhledem na Obr.1.4 je zřejmé, že geometrie po importu bude obsahovat přebytečné množství komponent. Z hlediska analýzy budou významné pouze ty komponenty, které přímo ovlivňují elektromagnetické vlastnosti brzdy. Ostatní komponenty budou odstraněny za účelem snížení počtu elementů a tedy i výpočetního času.



Obr. 5.1: Zobrazení celkové a zjednodušené geometrie

Na modelu *a)* je zobrazena celková importovaná geometrie obsahující všechny komponenty, na modelu *b)* je zobrazena geometrie upravená pro analýzu. S využitím Obr.1.4 je možné lépe pochopit dané zjednodušení a vypsát komponenty figurující v konečně prvkovém modelu:

- 4 – Kotva;
- 6 – Vinutí;
- 8 – Kostra.

Zde bude vhodné poznamenat, že odstraněním pružin nebude zanedbána síla působící na kotvu –  $F_{mech}$ . Její nastavení však bude realizováno odlišným způsobem, než s využitím samotné geometrie pružin a bude popsáno později.

## 5.2 Diskretizace modelu na konečné prvky

Základem všech konečně prvkových výpočtů je správná diskretizace uvažované oblasti, která je také nazývána konečně prvková síť. Tato síť je vždy jakýmsi kompromisem mezi počtem elementů a celkovým výpočetním časem potřebným pro simulaci.

V našem případě je možné rozdělit diskretizaci modelu do dvou částí.

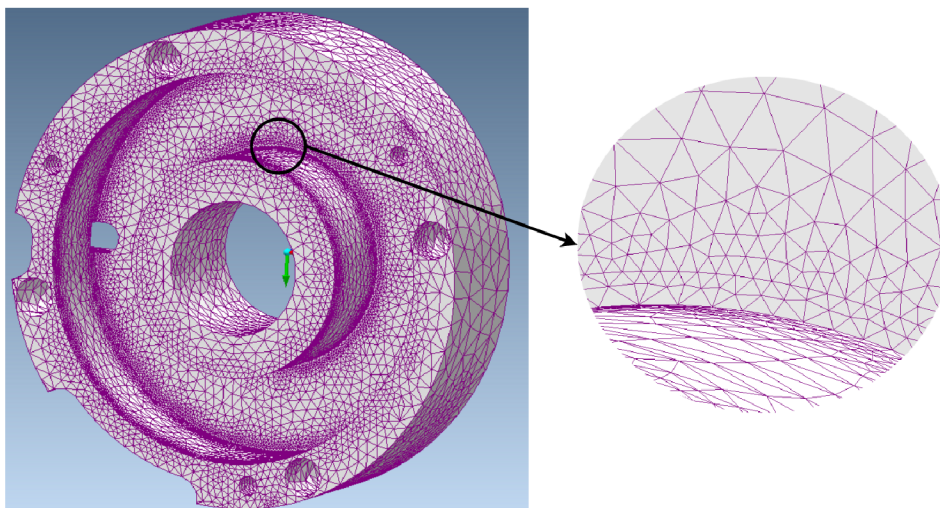
### 5.2.1 Diskretizace železa a vinutí

V první části bude nejprve potřeba provést diskretizaci samotného železa a vinutí brzdy. Z předchozího popisu již víme, že brzda je konstruována s velkým množstvím určitých otvorů a tvarových úprav. Podprogram tvořící konečně prvkovou síť má za úkol automaticky zjemňovat velikost elementů při nepravidelnosti geometrie, což by v našem případě vedlo k příliš velkému počtu prvků.

Nejvíce problematická komponenta z hlediska tvarové složitosti je kostra brzdy. Při tvorbě sítě zde bude docházet k velkému zhuštění prvků zejména v pravoúhlých záhybech. Zároveň ale není možné nastavit síť příliš hrubou, jelikož v těchto místech bude tok měnit svou orientaci z osy Z do osy Y, viz podkapitola 3.1.1.

Zde bylo s výhodou využito funkce: *Curvature refinement minimum element size*, která je součástí podprogramu sloužícího k tvorbě konečně prvkové sítě. Zde je možno přímo definovat, jakou minimální velikost může mít element při diskretizaci zakřivené oblasti, a tedy i docílit přijatelného množství elementů u tvarově složitých komponent.

Tato úprava byla tedy použita pro kostru a kotvu brzdy. Vinutí není z hlediska tvaru složité, nastavení sítě zde bylo ponecháno defaultní.



Obr. 5.2: Minimální velikost elementů v záhybech kostry

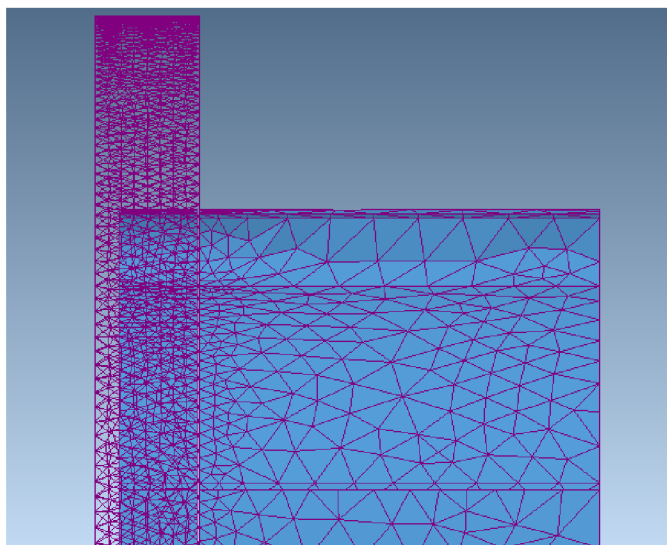
## 5.2.2 Diskretizace pohyblivé části

Druhou částí je diskretizace samotné vzduchové mezery. Z dřívějšího popisu víme, že aby bylo možné vhodně ověřit dynamické vlastnosti, bude potřeba zjišťovat v každém časovém okamžiku změnu velikosti magnetické energie na změně proudu a velikosti vzduchové mezery. Jinými slovy, bude potřeba provést trasientní analýzu s uvažováním pohybu v určité ose.

Aby bylo možné provést tento typ analýzy, je nezbytné, aby pohybující se komponenta byla obalena tzv. *Regionem*. Tato oblast musí být diskretizována nezávisle na geometrii modelu.

Oblast není tvořena výpočetním softwarem automaticky, ale je potřeba ji domodelovat. Zároveň je třeba přiřadit i materiálové vlastnosti. Dále je třeba si uvědomit, že tato oblast definuje jakousi okrajovou podmínku pro pohyb kotvy. Je tedy velice důležité, aby tato oblast byla pokud co možná nejbližší kostře, jelikož právě v bodech kdy bude vzduchová mezera velice malá bude magnetická síla dosahovat nejvyšších hodnot.

V ideálním případě by bylo možné pohyb kotvy simulovat až do stavu, kdy bude vzduchová mezera nulová. Což ovšem v reálné simulaci není možné, jelikož je potřeba alespoň jedna vrstva konečných prvků, aby bylo možné provést dílčí výpočet.



Obr. 5.3: Zobrazení *regionu* a vzduchové mezery

## 5.3 Nastavení materiálů, okrajových podmínek a typu analýzy

### Nastavení materiálů

Materiály byly voleny z materiálových knihoven výpočetního softwaru. Dle jednotlivých komponent je možno materiály rozdělit jako:

Komponenta	Materiál
Kostra	Ocel 1010
Kotva	Ocel 1010
Vinutí	Měď
Region	Vzduch
Okolí	Vzduch

Tab. 5.1: Seznam materiálů použitých v simulacích

Permeabilita oceli 1010 je charakterizována BH křivkou, která je zobrazena v příloze A.3.

### Použité okrajové podmínky

Nejdůležitější okrajovou podmínkou je zajištění správného pohybu kotvy. S využitím dříve zmíněného *Regionu* je možné přiřadit kotvě parametr *Motion*, který jí umožní

pohyb po celém *Regionu*. Dále je potřeba definovat typ pohybu, který bude v našem případě lineární a osu, ve které se kotva bude pohybovat.

Ve funkci *Motion* je možné, mimo jiné, definovat i jednoduché mechanické parametry působící na pohybující se komponentu. V našem případě bylo využito parametrů *SpringRestPosition* a *SpringConstant*.

Parametrem *SpringConstant* je možné definovat celkovou tuhost všech pružin působících na kotvu brzdy. Vhodným nastavením parametru *SpringRestPosition* je možné definovat přednapjatost pružin vzhledem k pohybující se komponentě. Oba tyto parametry je nutné orientovat ve stejné ose pohybu jako pohybující se kotva, avšak s opačným znaménkem. Současným nastavením obou dříve zmíněných parametrů bude docíleno požadované mechanické síly vyvolané pružinami, včetně její změny při změně vzduchové mezery.

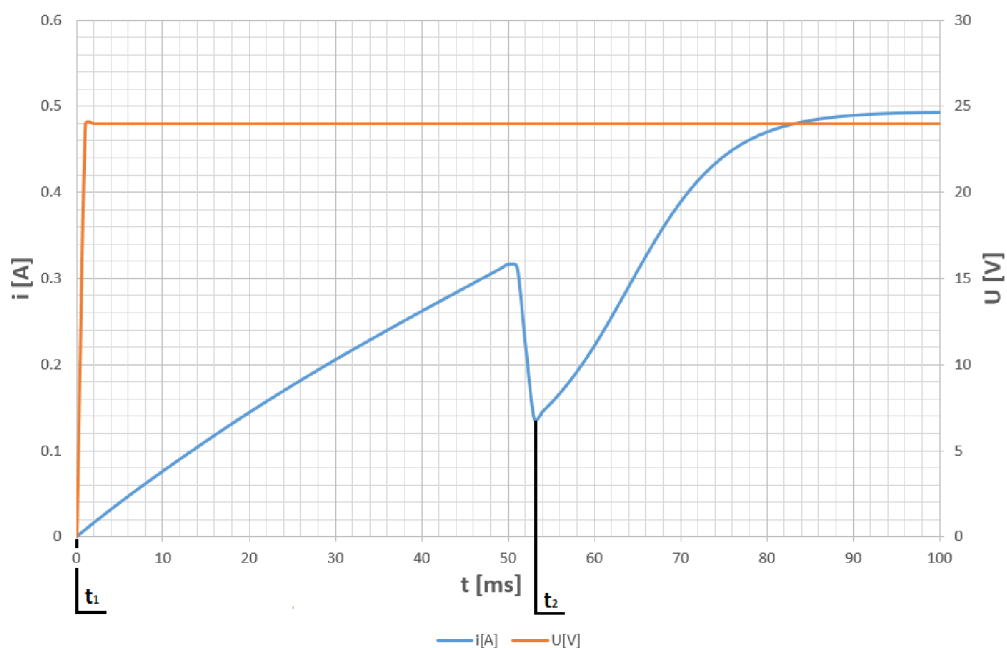
### Typ analýzy

Jak již bylo zmíněno dříve, brzdu je třeba simulovat v časové oblasti včetně pohybu. Bylo tedy využito 3D transientní analýzy s pohybem. Časový interval a krok se bude lišit od simulovaného děje a proto budou tyto informace přiloženy u výsledků.

## 5.4 Výsledky simulací

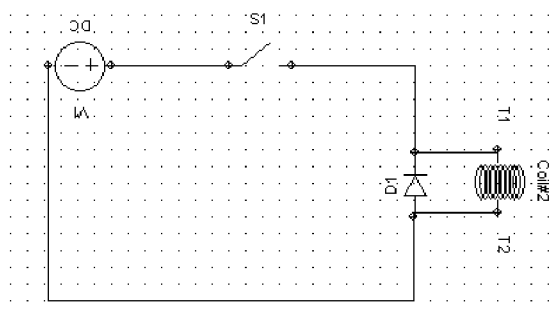
Aby bylo možné porovnat výsledky získané analytickou metodou, soustředíme se opět na zobrazení časů odbrzdění a zabrzdění. Následně pak na porovnání průběhu síly magnetické a mechanické. Ostatní informace získané simulací, jako například rozložení magnetické indukce v magnetickém obvodu nebo zobrazení siločar magnetického toku jsou uvedeny v příloze B.

Nejprve bude zobrazen časový průběh proudu po přivedení napájecího napětí. Napětí zde bylo přivedeno v časovém kroku  $t = 1 \text{ ms}$ . Celková doba transientní analýzy  $t_{celk} = 100 \text{ ms}$ , časový krok simulace byl zvolen 1 ms.



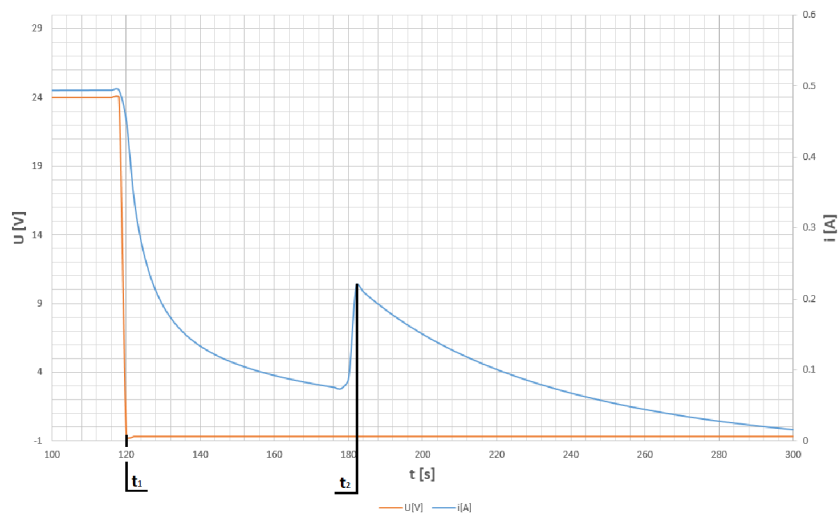
Obr. 5.4: Čas zabrzdění pomocí MKP

Aby bylo možné realizovat proces zabrzdění dle metody popsané 2.6.2, bude třeba vytvořit obvod, který bude tuto situaci umožňovat. V *Infolytica* je možné tvořit jednoduché ovládací obvody, které je následně možno propojit s konečně prvkovou simulací.



Obr. 5.5: Pomocný obvod pro simulaci času zabrzdění

Napájecí zdroj byl nastaven na konstantní napětí  $U = 24 \text{ V}$ . Spínač byl nastaven takovým způsobem, aby toto napětí v čase 0 ms připojil a v čase 120 ms odpojil. Celková doba simulace byla nastavena na 300 ms s časovým krokem 2 ms.



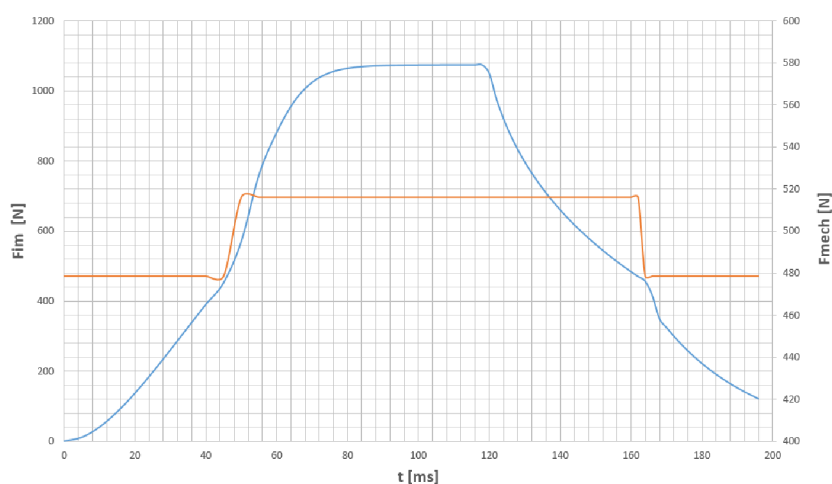
Obr. 5.6: Čas zabrzdění pomocí MKP

Z grafů je opět možné odečíst hodnoty časů zabrzdění a odbrzdění pro výsledné porovnání:

Parametr	Hodnota
Čas odbrzdění	53ms
Čas zabrzdění	63ms

Tab. 5.2: Časy odbrzdění a zabrzdění pomocí MKP

Posledním výstupem zde bude porovnání magnetické a mechanické síly:



Obr. 5.7: Porovnání magnetické a mechanické síly MKP



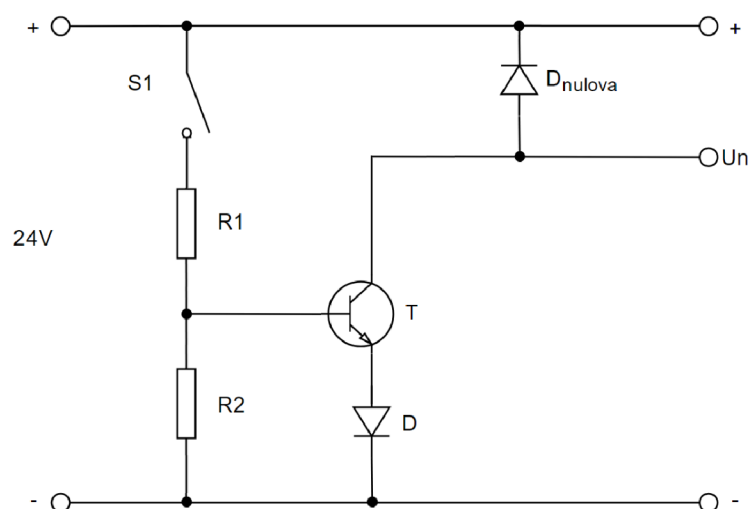
## 6 MĚŘENÍ PARAMETRŮ BRZDY

Za účelem měření bylo dle výkresové dokumentace vyrobeno několik prototypových vzorků brzd. Fotografie jednoho z těchto prototypů je uvedena v příloze C.

V první fázi měření budou určeny časy odbrzdění a zabrzdění aby bylo možné provést porovnání hodnot získaných analytickým výpočtem a simulacemi. V druhé fázi budou ověřeny vybrané provozní parametry.

### 6.1 Měření časů odbrzdění a zabrzdění

Aby bylo možné tato měření provést, byl vytvořen jednoduchý tranzistorový spínač:

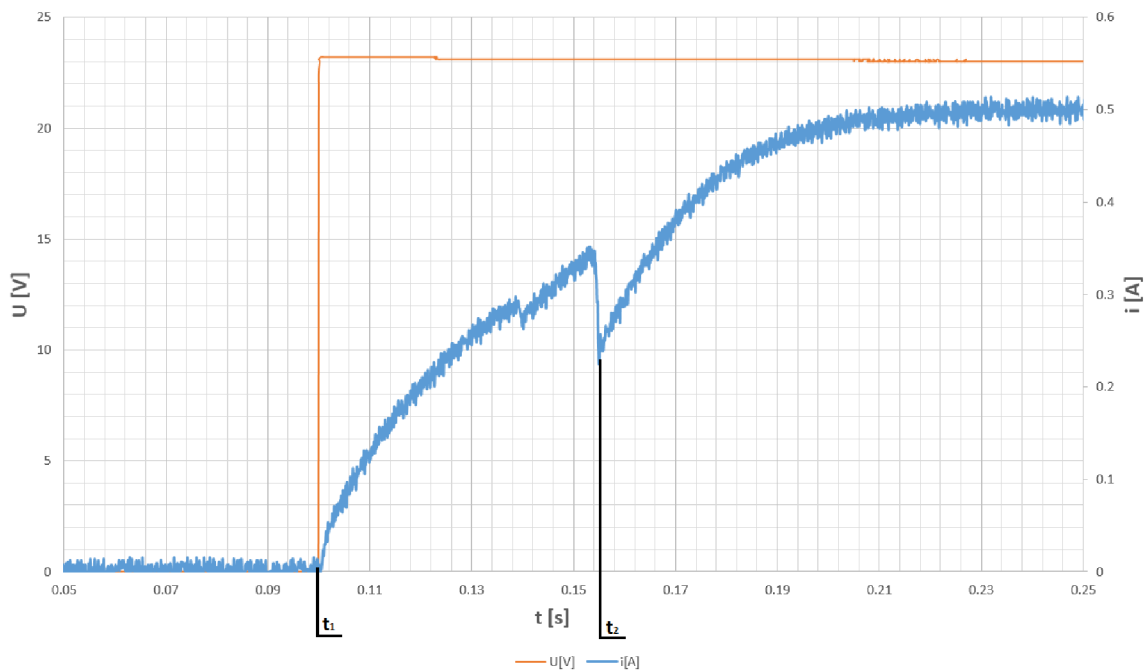


Obr. 6.1: Spínací obvod pro měření

Spínačem  $S_1$  je ovládáno napájecí napětí brzdy a umožňuje tedy měření stavu odbrzdění či zabrzdění.

#### 6.1.1 Popis měření a výsledky

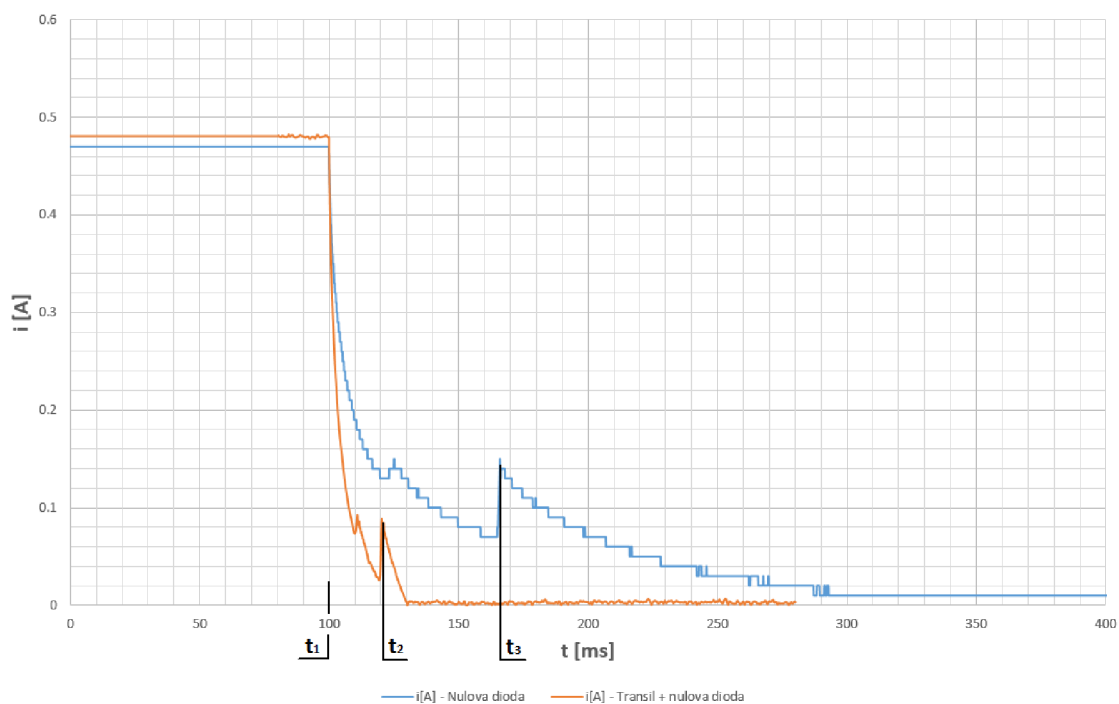
Pro zaznamenání průběhů bylo využito vícekanálového digitálního osciloskopu Yokogawa, pro samotné měření pak proudové a napěťové sondy. Celý zapínací děj byl navzorkován na 10000 hodnot, které byly následně zpracovány do grafu:



Obr. 6.2: Změřený čas odbrzdění

Napětí bylo přivedeno v čase  $t = 0.1$ . Čas potřebný pro odbrzdění je opět možné definovat intervalem mezi  $t_1$  a  $t_2$ . Narozdíl od průběhů vypočítaných analytickou metodou či MKP, zde lze pozorovat přitačení kotvy ve dvou krocích. Tento jev je způsoben rozdílnou tuhostí pružin a byl popsán v podkapitole 2.6.1.

S využitím stejného obvodu byly proměřeny i časy zabrzdění. Jak již bylo zmíněno dříve, pro porovnání s analytickým výpočtem a simulacemi bude využito metodiky poklesu proudu přes nulovou diodu, viz 2.6.2. Jelikož tyto časy ale dosahují poměrně vysokých hodnot, byl vytvořen obvod s antisériovým zapojením transil – dioda, viz Obr. 2.5. Výsledkem tedy bude jednak zobrazení času zabrzdění pro porovnání, dále pak možnost zkrácení tohoto procesu. Porovnání časů odbrzdění je možné pozorovat v grafu:



Obr. 6.3: Změřené časy zabrzdění

Z uvedeného grafu je patrný relativně velký časový rozdíl při použití jednotlivých obvodů. K přerušení napájecího napětí dojde v čase  $t_1 = 100 \text{ ms}$ . Zatím co při zapojení transil + nulová dioda dojde k proudovému překmitu, a tedy i zabrzdění v čase  $t_2 = 122 \text{ ms}$ , tak při použití pouze nulové diody až v čase  $t_3 = 166 \text{ ms}$ . Lze tedy konstatovat, že při použití vypínacího obvodu transil + dioda dojde k výraznému zkrácení času zabrzdění, což odpovídá teoretickému předpokladu uvedenému v podkapitole 2.6.2.

Z hlediska nemožnosti uvažování transilu v dynamickém modelu a softwaru *In-folytica* bude pro porovnání uvažován čas zabrzdění s nulovou diodou. Uvažované časy pro výsledné porovnání a zhodnocení:

Parametr	Hodnota
Čas odbrzdění	55.1ms
Čas zabrzdění	66ms

Tab. 6.1: Časy odbrzdění a zabrzdění získané měřením

## 6.2 Oteplovací charakteristika

V rámci tohoto měření bude zjištěno do jaké míry se brzda oteplí v odbrzděném stavu. Zjišťujeme tedy situaci při běžném chodu motoru, kdy brzda je dlouhodobě odbrzděna a napájena jmenovitým napětím. Je zřejmé, že průchodem proudu budou vznikat ztráty ve vinutí budící cívky, které budou do určité míry zahřívát celou brzdu.

Před tím než přejdeme k samotné oteplovací zkoušce, bude vhodné určit ztráty ve vinutí za studena. Byl tedy změřen odpor vinutí a proudový odběr brzdy v odbrzděném stavu:

$$R = 45.55 \Omega$$

$$I = 0.53 A$$

Teplota okolí byla v době měření 25°C.

Na základě těchto hodnot je možno určit ztráty v mědi jako:

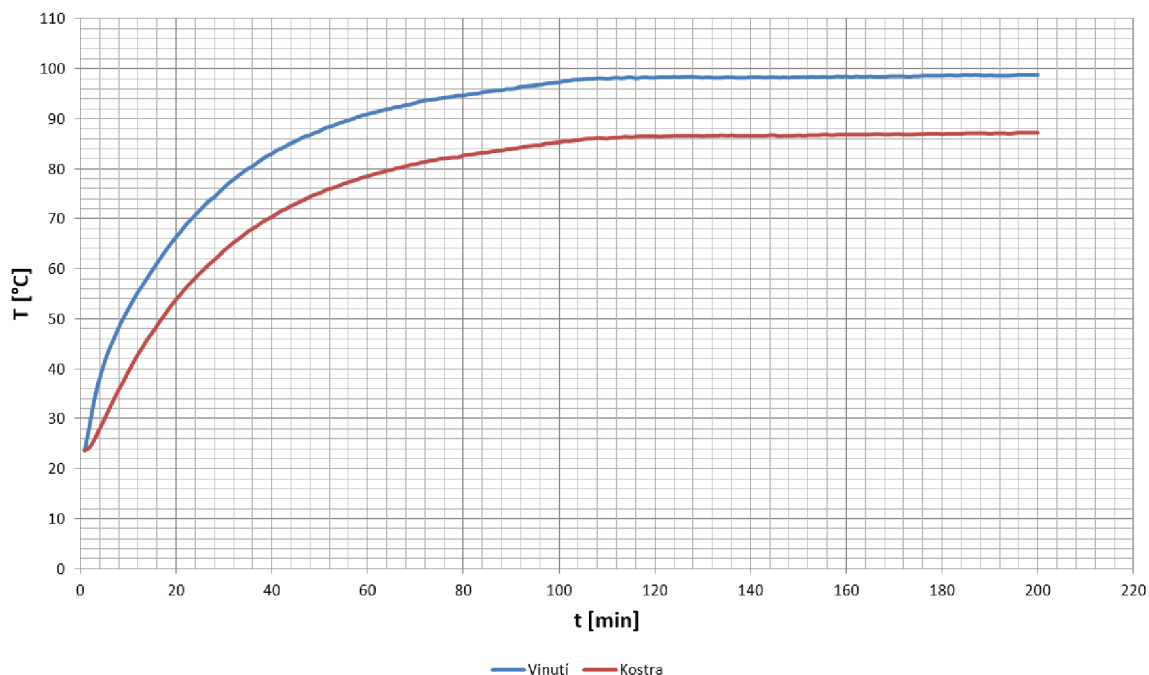
$$P_Z = R_{25} \cdot I^2 = 45.55 \cdot 0.53^2 = 12.65 W \quad (6.1)$$

### 6.2.1 Popis měření

Pro napájení brzdy byl použit napájecí zdroj Statron 2224.2. Pro snímání teploty byly použity dva termočlánky typu J, z nichž jeden byl umístěn přímo do vinutí a druhý byl nalepen na kostru brzdy. Ukládání dat bylo realizováno pomocí přenosného teploměru Omega HH157.

### 6.2.2 Výsledky měření

Výsledek měření je prezentován oteplovací charakteristikou, zobrazenou na Obr.6.4. Vstupní parametry pro měření:  $U = 24 V$ ,  $I = 0.53 A$ ,  $P_Z = 12.65 W$



Obr. 6.4: Oteplovací charakteristika měřené brzdy

Z naměřených průběhů je patrné, že teplota vinutí dosáhne ustálené hodnoty přibližně po dvou hodinách měření, přičemž se ustálí na teplotě  $t_{\text{vinutí}} = 98.8 \text{ °C}$ . Dále je patrné, že teplota kostry dosáhne ustálené hodnoty přibližně po stejném čase, ale ustálí se na hodnotě  $t_{\text{kostra}} = 87.2 \text{ °C}$ .

Výrobce uvádí třídu izolace  $B - 130 \text{ °C}$ . Je tedy zřejmé, že oteplení vinutí při průchodu proudy vyvolaného jmenovitým napětím nepřesahuje tuto mez.

### 6.2.3 Ověření oteplovací charakteristiky MKP

Pro MKP teplotní simulace byl zvolen Ansys Workbench, jehož stručný popis je možno nalézt v literatuře [16]. Ansys umožňuje simulace teplotních polí, jak v ustáleném stavu, tak transientní analýzou, která je pro náš problém výhodnější.

Při výpočtech bylo využito 3D modelu, který je zobrazen na Obr.1.4. Následně bylo nezbytné tento model mírně upravit pro správnou tvorbu konečné prvkové sítě.

Na rozdíl od modelu uvažovaného pro elektromagnetickou simulaci, viz Obr.5.1, zde není možné přijmout geometrické zjednodušení v podobě odstranění vybraných komponent. Byla ponechána proto celková geometrie, materiály jednotlivých komponent byly uvažovány z knihoven Ansys Workbench:

Komponenta	Materiál	$\lambda$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
Šrouby	Nerezová ocel	13.8
Příruba	Ocel 1010	45
Frikční disk	Nerezová ocel	13.8
Frikční obložení	Bakelite	1.4
Nastavovací válečky	Nerezová ocel	13.8
Kostra	Ocel 1010	45
Kotva	Ocel 1010	45
Vinutí	Meď	400
Okolí	Vzduch	0.026

Tab. 6.2: Seznam použitých materiálů pro teplotní simulace

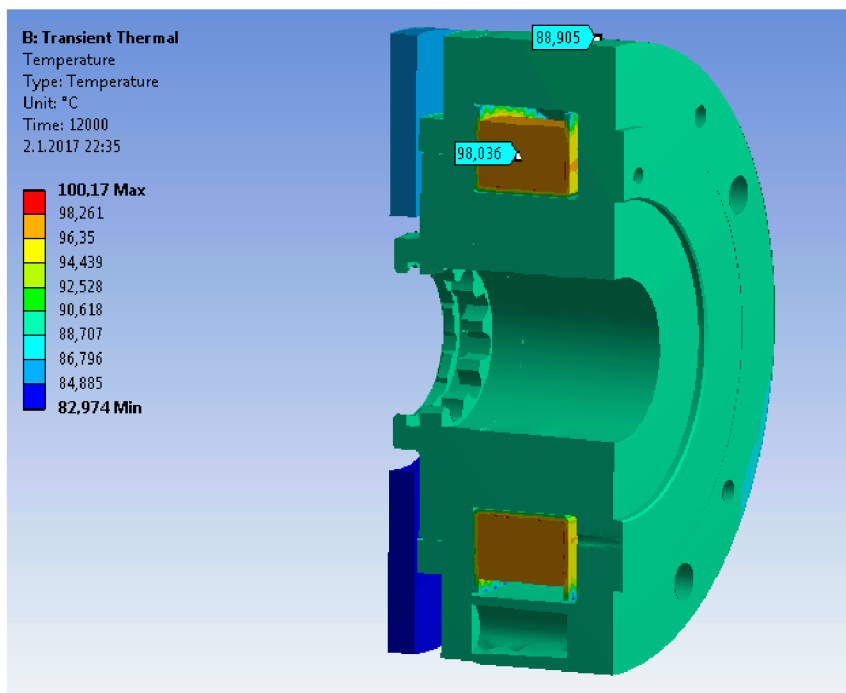
Z hlediska okrajových podmínek je nejdůležitější zadání příslušných ztrát v mědi. Velkou výhodou při nastavení je možnost využití okrajové podmínky *Internal heat generation*, která umožňuje přímé zadání ztrát jednotlivých materiálů ve  $\text{W}/\text{mm}^3$ . Ztráty ve vinutí byly vypočteny v rovnici 6.1, je ovšem nutné je přepočítat na jednotku objemu. Vyjdeme tedy z vypočtených ztrát a objemu mědi:

$$P = \frac{P_Z}{V_{Cu}} = \frac{12.62}{11536} = 1.0922 \text{W}/\text{mm}^3. \quad (6.2)$$

Druhou okrajovou podmínkou je šíření tepla do okolí záření. Tato okrajová podmínka byla nastavena na plochy všech komponent, které jsou v přímém styku se vzduchovým okolím. Kostře, kotvě a přírubě, byla vzhledem k jejich drsnosti a barvě přiřazena emisivita  $\varepsilon = 0.75$ . Ostatním komponentám byla přiřazena emisivita  $\varepsilon = 0.5$ .

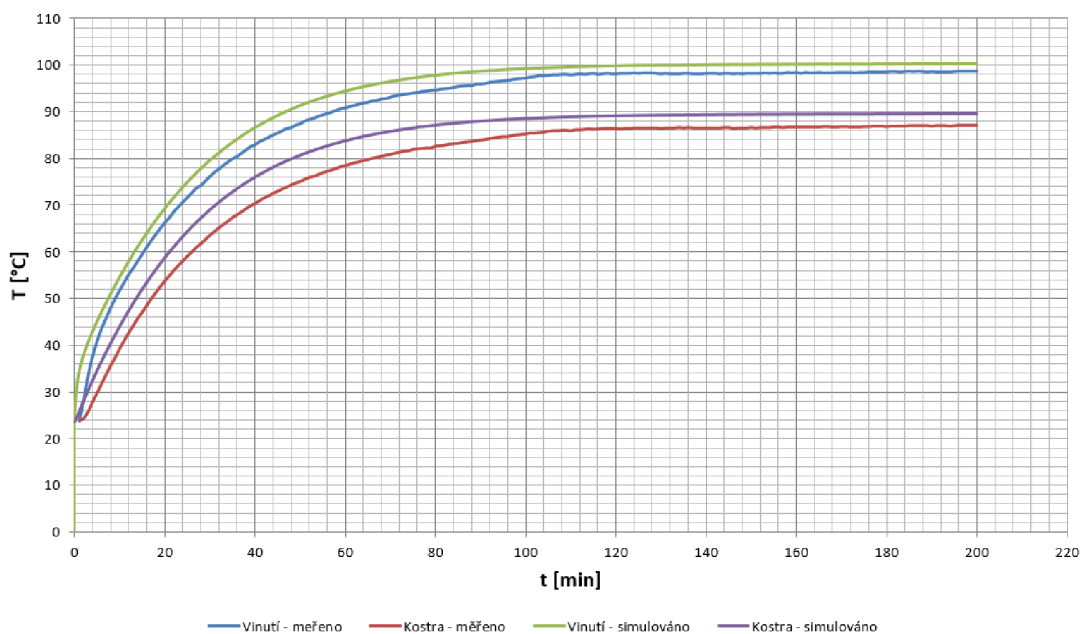
Poslední okrajovou podmínkou bylo potřeba nastavit sdílení tepla vedením, mezi jednotlivými komponenty. Teplotní vodivosti byly zobrazeny v tabulce 6.2. Dále je potřeba vhodně definovat kontakty, mezi jednotlivými komponenty. Pro kovové styky zde byly ponechány automatické kontakty z Ansys. Pro kontakt příruba – frikční disk – kotva, byl nastaven kontakt *Rough*. Z každé strany, tedy příruba – frikční disk a frikční disk – kotva byla nastavena hrubost tohoto kontaktu na polovinu vzduchové mezery.

Výsledný vypočtený model je zobrazen níže:



Obr. 6.5: Vypočtený teplotní model

Porovnání měřených hodnot s hodnotami získanými simulací:



Obr. 6.6: Porovnání měřených a vypočtených hodnot

## 6.3 Měření dynamického momentu

Pro popis měření dynamického momentu bude vhodné vyjít z rovnice 2.4. Bude tedy třeba stanovit celkový moment setrvačnosti brzděného systému a správně zaznamenat časovou změnu otáček. Hodnoty momentů setrvačnosti brzdy i rotoru motoru jsou hodnoty katalogové, zbývá tedy jen vhodně navrhnout moment setrvačnosti zátěže, aby pokles otáček byl dostatečně dlouhý pro správně odečtení, ale zároveň aby brzda nebyla přetěžována. Jako zátěž byl zvolen setrvačnický umístěný na hřídel stroje, návrh setrvačnicku bude popsán později.

Časová změna otáček bude odečítána přímo z resolveru motoru. Pomocí měřicího softwaru bude navzorkován průběh času i rychlosti v rámci jednoho brzděného cyklu. Získané data budou uloženy do tabulky pro následné zpracování.

### 6.3.1 Stanovení celkového momentu setrvačnosti

Pro celkový moment setrvačnosti brzděného systému je možné psát:

$$J_c = J_z + J_r + J_b \quad [kg \cdot m^2] \quad (6.3)$$

kde:

- $J_c$  – celkový moment setrvačnosti;
- $J_z$  – moment setrvačnosti zátěže;
- $J_r$  – moment setrvačnosti rotoru;
- $J_b$  – moment setrvačnosti brzdy.

Jediný moment setrvačnosti, který bude potřeba stanovit je moment setrvačnosti zátěže. Jak bylo zmíněno výše, motor bude zatížen setrvačnickem. Než ovšem přejdeme k samotnému výběru setrvačnicku bude třeba určit, jakou kinetickou energii brzdu chceme zatěžovat.

Jelikož je snahou, aby naše brzda nahradila obdobný model, vyjdeme z těchto hodnot i pro stanovení vybrzděné kinetické energie. Bylo zjištěno, že maximální vybrzděná kinetická energie brzdy za dobu její životnosti je  $E_{max} = 1600 \text{ kJ}$ . Dále maximální kinetická energie v rámci jednoho nouzového zastavení:  $E_{1stop} = 0.5 \text{ kJ}$ , přičemž po dobu  $t = 78 \text{ s}$  nesmí dojít k opakování nouzového zastavení.

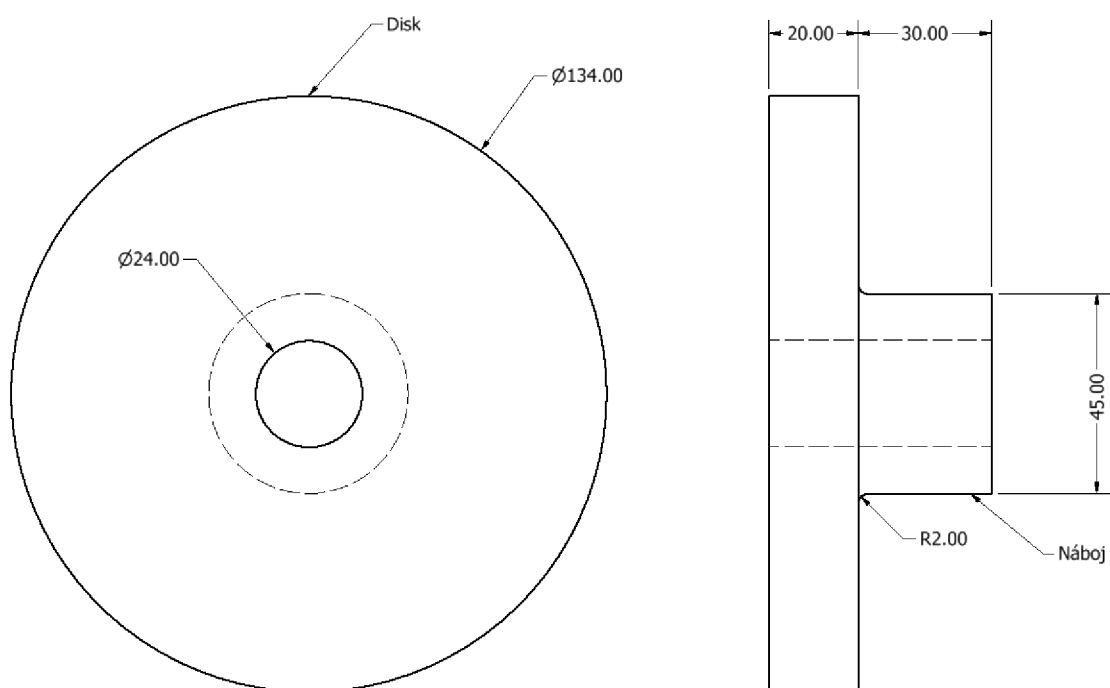
Jednoduchým přepočtem byly tedy určeny první vstupní parametry pro test:



Parametr	Hodnota
$E_{1stop}$	0.5 kJ
Počet cyklů	3168

Tab. 6.3: Vybrzděná energie za cyklus a počet cyklů

V další fázi bude potřeba vhodně nadimenzovat zátěž. Aby nebylo třeba nechat setrvačnick vyrábět, byla použita spojka, která se používá pro spojování dvou strojů na společný hřídel. Moment setrvačnosti této spojky ovšem není znám, ale na základě znalosti rozměrů je možné tento moment vypočítat. Náhled na rozměrový náčrt uvažovaného setrvačnicku:



Obr. 6.7: Rozměry zvoleného setrvačnicku

Pro výpočet momentu setrvačnosti bude vhodné setrvačnick rozdělit na náboj a disk, viz Obr.6.7. Dále jsou v tabulce uvedeny parametry pro určení celkového momentu setrvačnosti.

Parametr	Označení	Hodnota
Vnější průměr náboje	$d_{no}$	45 mm
Vnitřní průměr náboje	$d_{ni}$	24 mm
Hmotnost náboje	$m_n$	0.266 kg
Vnější průměr disku	$d_{do}$	134 mm
Vnitřní průměr disku	$d_{di}$	24 mm
Hmotnost disku	$m_d$	2.129 kg
Moment setrvačnosti rotoru	$J_r$	0.81 kg·cm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti brzdy	$J_b$	$1.29 \cdot 10^{-5}$ kg·cm <sup>2</sup>

Tab. 6.4: Parametry pro výpočet celkového momentu setrvačnosti

Ná základě dříve uvedených rozměrů je možné určit moment setrvačnosti náboje jako:

$$J_n = \frac{1}{2} \cdot m_n \cdot \frac{d_{no}^2 + d_{ni}^2}{4} = \frac{1}{2} \cdot 0.266 \cdot \frac{0.045^2 + 0.024^2}{4} = 0.865 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (6.4)$$

Obdobným způsobem je možné určit moment setrvačnosti disku:

$$J_d = \frac{1}{2} \cdot m_d \cdot \frac{d_{do}^2 + d_{di}^2}{4} = \frac{1}{2} \cdot 2.129 \cdot \frac{0.134^2 + 0.024^2}{4} = 49.318 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (6.5)$$

Moment setrvačnosti celého setrvačnicku bude dán součtem momentu setrvačnosti disku a náboje:

$$J_z = J_n + J_d = 0.865 + 49.318 = 50.183 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (6.6)$$

Celkový moment setrvačnosti brzděného systému bude algebraickým součtem momentů dílčích, tedy:

$$J_c = J_z + J_r + J_b = 50.183 + 0.81 + 1.29 \cdot 10^{-5} = 52.283 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (6.7)$$

V podkapitole 6.3.1 byla definována žádaná kinetická energie pro jeden cyklus zabrzdění. Pro kinetickou energii rotujícího tělesa je možné psát:

$$E_{1stop} = \frac{1}{2} \cdot J_c \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \quad [J] \quad (6.8)$$

Úpravou rovnice dostáváme vztah pro otáčky:

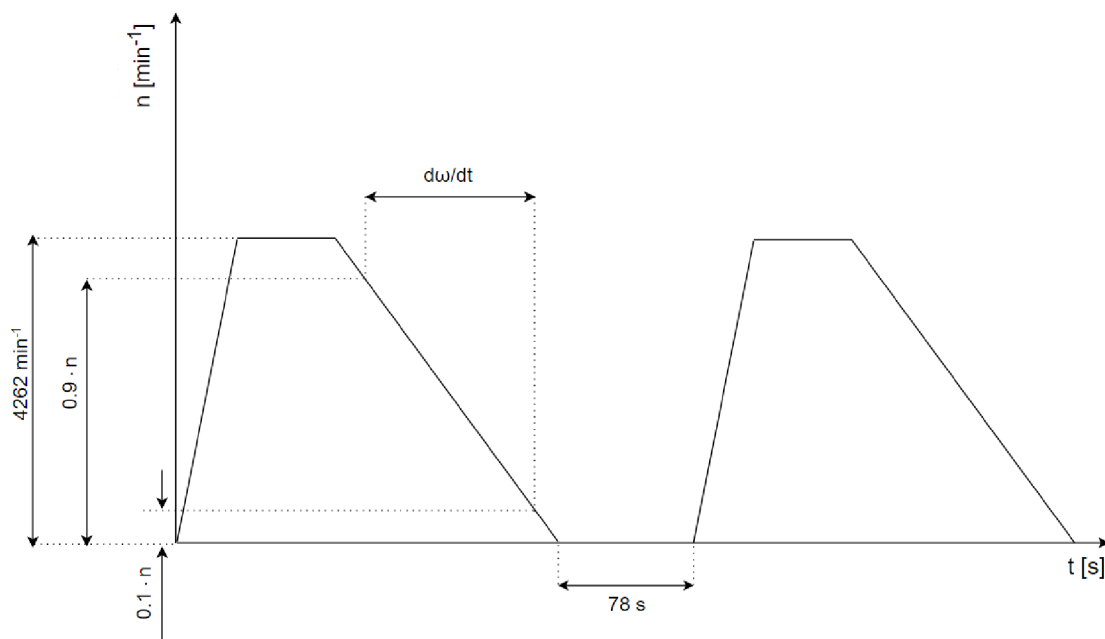
$$n = \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot E_{1stop}}{J_c}}}{2\pi} = \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot 500}{52.283 \cdot 10^{-4}}}}{2\pi} = 4262 \text{ min}^{-1}. \quad (6.9)$$

Nyní známe všechny parametry pro samotné měření dynamického momentu.

### 6.3.2 Popis měření

Měření dynamického momentu bylo provedeno pomocí opakovaných nouzových zastavení. Jedná se o stav, kdy motor bude roztočen do otáček vypočtených v rovnici 6.9, po jejich dosažení bude motor brzda odpojena od napájení a zaznamenán průběh poklesu otáček.

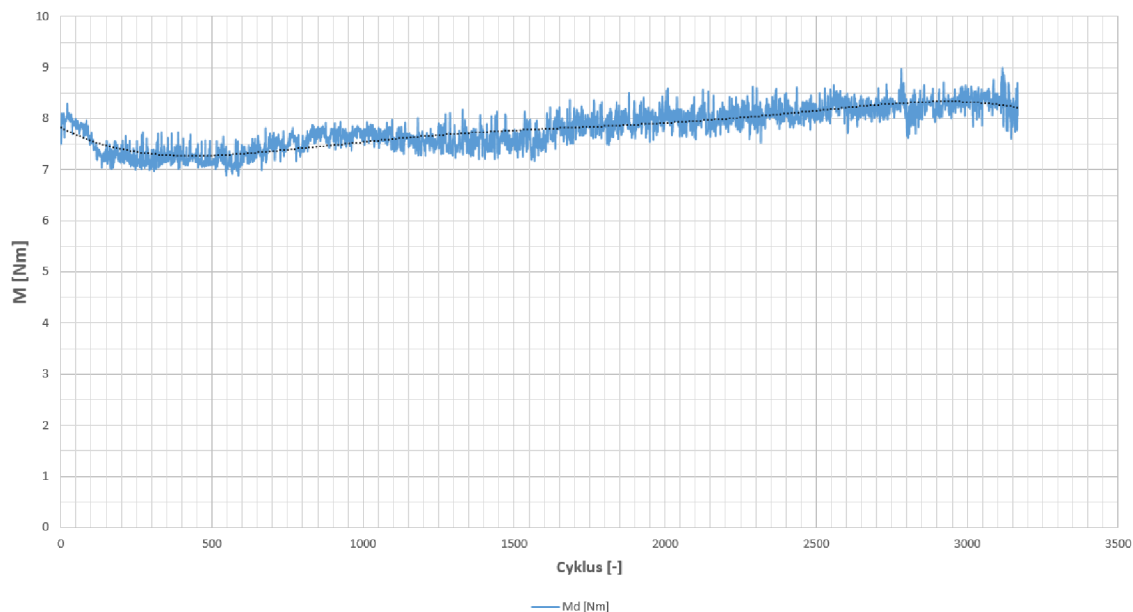
Na základě dříve určených parametrů byl sestaven testovací cyklus, znázorněný na Obr.6.8. Aby do výpočtu dynamického momentu nevstupovaly překmity způsobené regulátory frekvenčního měniče, byla změna otáček za čas vyhodnocována v intervalu 90 - 10 % otáček maximálních. Cykly byly do měřicího programu ukládány odděleně, jinými slovy z každého cyklu byly uloženy hodnoty času a otáček, přičemž byl zároveň z těchto hodnot vypočten dynamický moment.



Obr. 6.8: Testovací profil

### 6.3.3 Výsledky měření

Výsledkem měření je průběh dynamického momentu v závislosti na počtu měřících cyklů, zobrazen na Obr.6.9.



Obr. 6.9: Průběh dynamického momentu v závislosti na počtu cyklů

Z uvedeného průběhu je patrné, že dynamický moment v úvodu měření mírně poklesl, což bylo způsobeno nárůstem teploty frikčního disku. V dalším průběhu měření začal opět růst. Tento jev je způsoben „rozbrzděním“ frikčního disku. Jinak řečeno, materiálové vlastnosti frikčního obložení budou dosahovat lepších hodnot až po určitém opotřebení. Obecně lze říci, že celkový průběh je do jisté míry zvlněný, což jen potvrzuje těžce specifikovatelné vlastnosti frikčních materiálů.

Výsledné hodnoty dynamických momentů ze všech měřených cyklů:

Dynamický moment	Hodnota
Maximální	9.00Nm
Minimální	6.89Nm
Střední	7.80Nm

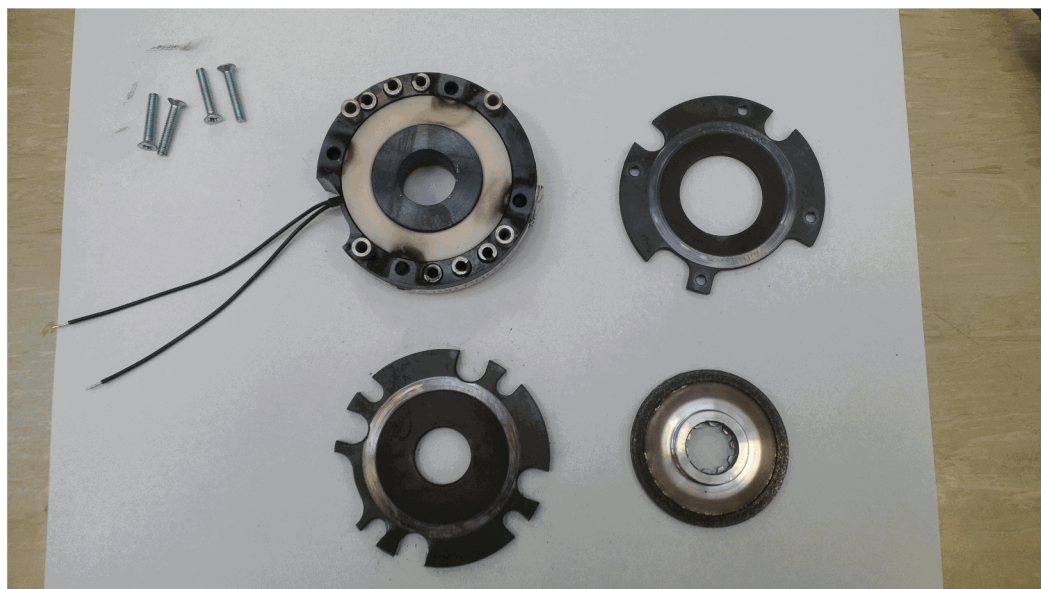
Tab. 6.5: Vyhodnocení hodnot  $M_d$

Důležitá je také kontrola opotřebení frikčního materiálu a její vliv na statickém momentu brzdy. Tloušťka frikčního disku byla proto proměřena ve třech bodech mikrometrem, dále byl proměřen statický moment po dokončení testu.

Parametr	Před testem	Po testu	Rozdíl
Váha frikčního disku [g]	17.419	17.353	0.066
Tloušťka frikčního disku [mm]	3.23	3.172	0.061
	3.235	3.167	0.068
Statický moment [Nm]	8.86	7.82	1.04

Tab. 6.6: Vyhodnocení opotřebení frikčního disku

Na Obr.C.2 je zobrazena nová brzda. Pro porovnání bude vhodné zobrazit brzdu po dynamickém testu:



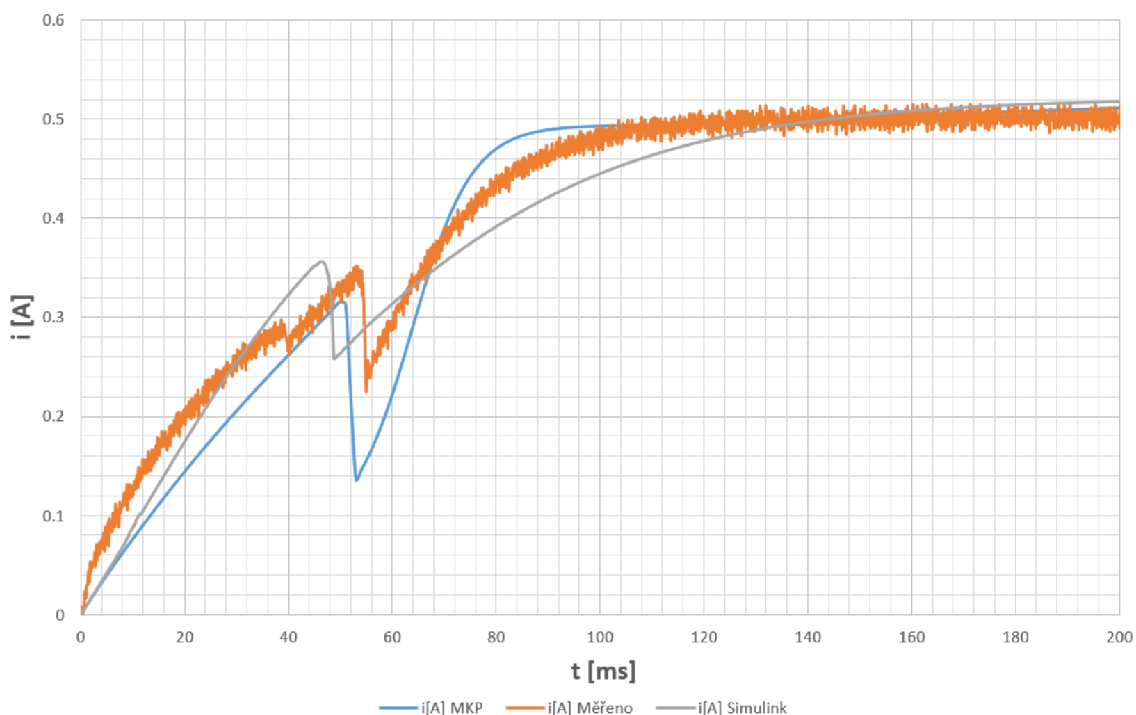
Obr. 6.10: Prototyp brzdy po testu dynamického momentu

Z výše uvedeného obrázku je patrné, že opotřebením frikčního disku bude docházet k výskytu prachu v jednotlivých částech brzdy. Toto znečištění může mít určitý vliv na parametry brzdy, ovšem jeho analýza není cílem této práce, proto nebude dále rozebírána.

## 7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Cílem této kapitoly bude porovnání dosažených výsledků s jednotlivými metodami výpočtu a měření na prototypu.

V první řadě budou porovnány průběhy proudů při procesu odbrzdování brzdy.



Obr. 7.1: Porovnání děje odbrzdění dle jednotlivých metod

Jednotlivé časy je možno opět definovat intervaly, jak bylo popsáno v dílčích podkapitolách jednotlivých metod. S využitím tabulek 4.2, 5.2 a 6.1 bude vhodné tyto hodnoty zobrazit v rámci jedné tabulky pro porovnání:

Metoda	Čas [ms]
Analytická	49
MKP	53
Měření	55.1

Tab. 7.1: Porovnání časů odbrzdění dle jednotlivých metod

Náhledem do výše uvedené tabulky je zřejmé, že využitím všech metod bylo dosaženo přijatelné shody. Porovnáním jednotlivých průběhů je vidíme, že ve stavu před přitažením kotvy rostou téměř lineárně. Magnetický obvod nebude v této fázi nasycen tak, aby indukce přesáhla koleno BH křivky, tedy i proud bude růst přibližně

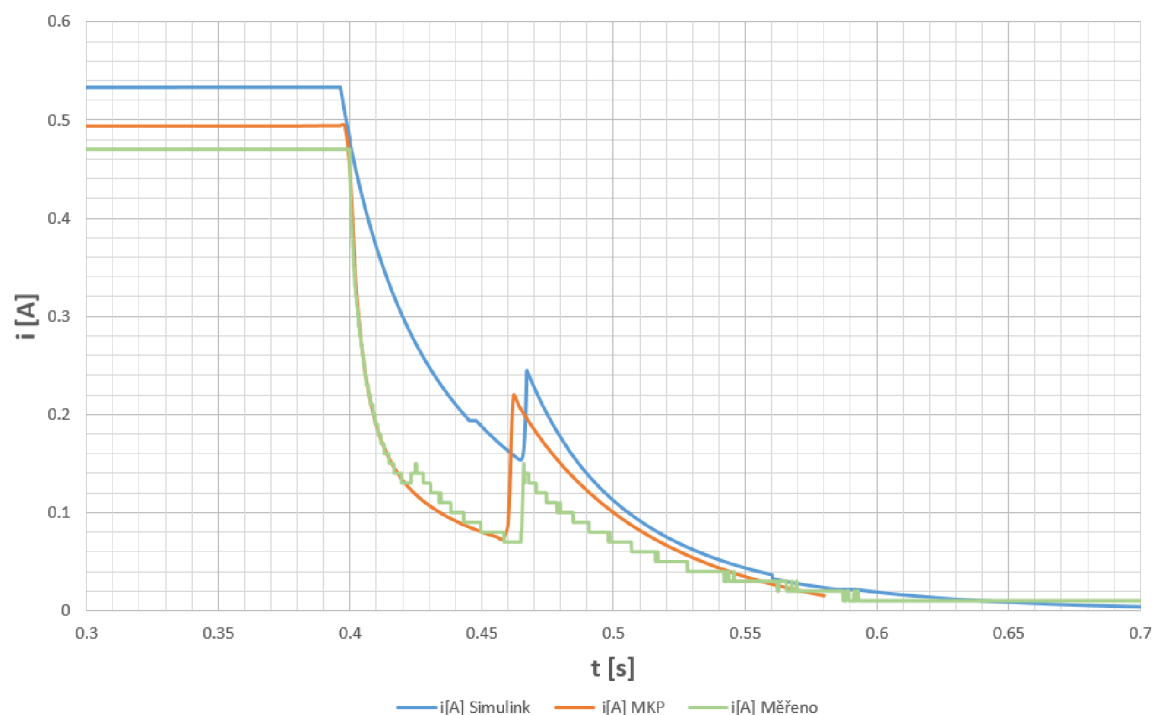
lineárně. Jakmile dojde k přitažení kotvy a tedy i skokovému snížení magnetického odporu soustavy, indukce se začne pohybovat v koleně BH charakteristiky, což bude způsobovat mírné rozdíly v průbězích.

Proud vypočtený analytickou metodou má oproti ostatním pozvolnější růst po přitažení kotvy. Přestože je změna permeability na magnetické indukci popsána regresivní funkcí 6-tého řádu, tak právě v koleně charakteristiky může docházet k nepřesnostem výpočtu, což vzhledem ke komplexnosti výpočtu bude mít vliv na celou soustavu.

Oproti tomu proud vypočtený MKP má daleko strmější nárůst po přitažení kotvy. Je třeba si uvědomit, že nejenom samotný přepočet permeability, ale zejména pak diskretizace geometrie na konečné prvky bude mít velký vliv na výsledné průběhy.

Naměřený průběh na prototypu brzdy se pohybuje přibližně mezi dříve zmíněnými průběhy a dalo by se očekávat větší shodu se simulací MKP. Zde je ovšem potřeba uvažovat také dvojí přitažení kotvy, které nelze výpočtem ošetřit. Dá se ovšem předpokládat, že první menší pokles již bude mít vliv na sycení jádra a po celkovém přitažení již bude růst mírnější.

Obdobným způsobem je možné vyhodnotit časy zabrzdění:



Obr. 7.2: Porovnání děje zabrzdění dle jednotlivých metod

S využitím tabulek 4.2, 5.2 a 6.1 je možné tyto hodnoty porovnat:

Metoda	Čas [ms]
Analytická	62
MKP	63
Měření	66

Tab. 7.2: Porovnání časů zabrzdění dle jednotlivých metod

Z výše uvedených hodnot je opět možné konstatovat, že bylo docíleno přijatelné shody. Náhledem na Obr.7.2 je patrný mírnější pokles proudu analytickou metodou. Důvod této odchylky byl popsán dříve, viz 7. Dále je z uvedených průběhů patrná velmi dobrá shoda průběhu získaného pomocí MKP a průběhem měřeným. Přestože ve výpočetním softwaru *Infolytica* byla uvažována ideální dioda, bylo dosaženo velmi malé odchylky času zabrzdění.



## 8 ZÁVĚR

První kapitola práce seznamuje čtenáře s principem funkce elektromagnetické brzdy a s jejím konstrukčním řešením. Byla zde rozebrána konstrukce brzdy jak pružinové, která je naším primárním zájmem, tak brzdy s permanentními magnety jako možné alternativní řešení.

Hlavní částí druhé kapitoly je popis dynamických parametrů brzdy. Jsou zde podrobně popsány procesy odbrzdění a zabrzdění brzdy. Soustředíme se zejména na původ jejich vzniku, okolnosti které tyto procesy ovlivňují a způsob jakým je tyto parametry možné vyhodnotit.

Obsahem třetí kapitoly je analytický popis brzdy. Vstupem je zde geometrie brzdy zobrazená na Obr.3.2. S využitím této geometrie byly nejprve určeny plochy kolmé na siločáry magnetického toku a délky magnetických siločar, na jejichž základě byly odvozeny výrazy pro magnetické odpory jednotlivých částí brzdy. V další části kapitoly je s využitím dříve zmíněného popisu odvozen výraz pro magnetickou sílu a diferenciální rovnici popisující elektrickou část brzdy. V závěru kapitoly je proveden matematický popis části mechanické a odvození diferenciální rovnice popisující mechanickou část brzdy.

S využitím dílčích výrazů a diferenciálních rovnic byl sestaven dynamický model brzdy v programu Matlab–Simulink, který je obsahem kapitoly čtyři. Struktura analytického výpočtu je zobrazena na Obr.4.1. Výpočet je možné rozdělit do třech částí. V první části je popsána problematika výpočtu magnetických odporů v jednotlivých částech, za současné změny permeability a velikosti vzduchové mezery. Ve druhé části je popsán výpočet elektrické části. Výstupem z této části je časový průběh proudu, který slouží ke stanovení časů zabrzdění a odbrzdění, dále pak průběh magnetické síly, který slouží jako vstup pro část mechanickou. Ve třetí části je popsán výpočet mechanické části. Výstupem je změna vzduchové mezery na základě diferenciální rovnice mechanické části.

Kapitola pět popisuje výpočet dynamických parametrů brzdy metodou konečných prvků. Obsahem této kapitoly je popis diskretizace geometrie na konečné prvky, nastavení materiálů a okrajových podmínek. Bylo provedeno několik transientních analýz za účelem porovnání výsledků s výsledky získanými z analytické metody.

Kapitola šest se zabývá měřením na prototypových vzorcích brzdy. V první části bylo provedeno měření dynamických parametrů brzdy. V další části potom měření oteplovací charakteristiky brzdy v odbrzděném stavu, tedy při jmenovitém napětí a průchodu jmenovitého proudu. Měření oteplovací charakteristiky bylo rovněž ověřeno metodou konečných prvků a srovnáno s naměřenými hodnotami. V rámci posledního měření byl proveden test dynamického momentu brzdy. Vstupními parametry zde byly maximální dovolená vybrzděná energie v rámci jednoho nouzového

zabrzdnění a počet nouzových zabrzdnění. Aby bylo docíleno vhodného zatížení, a tedy i požadované vybrzděné energie, je zde proveden stručný výpočet setrvačníku.

V rámci poslední kapitoly je provedeno porovnání dosažených výsledků. Graficky i tabulkově jsou zde porovnány výsledky dosažené analytickou metodou, konečně prvkovou analýzou a měřením. Náhledem na tyto porovnání je možné konstatovat, že bylo dosaženo přijatelné shody s měřením jak metodou analytickou tak konečně prvkovou. Jsou zde rovněž vysvětleny případné mírné odchylky ve výsledných průběžích.

---

## LITERATURA

- [1] Ondrůšek, Č. *Dynamika elektromechanických soustav* [online]. 2013. Brno [cit. 2017-01-04]
- [2] Yasa, J., Sincar, E., Mese, E. *Design Considerations of Electromagnetic Brakes for Servo Applications* EE [online]. 2014 [cit. 2017-01-04]. ISSN 978-1-4799-2399-1/14.
- [3] Rocco, D. *This month's handy tips courtesy Thomson Deltran of Danaher Motion* [online]. [cit. 2017-01-04].
- [4] *SAB Application Engineering* [online]. 2014 [cit. 2017-01-04].
- [5] *Friction material technology* [online]. [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: [http : //www.frictiontechnology.co.uk/contents/en – uk/d44.html](http://www.frictiontechnology.co.uk/contents/en-uk/d44.html)
- [6] *Schaeffler friction* [online]. [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: [http : //www.schaeffler – friction.de/en/02\\_02\\_02.php](http://www.schaeffler-friction.de/en/02_02_02.php)
- [7] *Kendrion brakes: Permanent-magnet single-face brake* [online]. 2009 [cit. 2017-01-04].
- [8] *Kendrion permanent magnet brakes* [online]. [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: [https : //www.kendrion.com/industrial/ids/en/products/permanent – magnet – brakes/](https://www.kendrion.com/industrial/ids/en/products/permanent-magnet-brakes/)
- [9] Brinkman, K. *Combiperm - Permanent magnet brakes* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: [https : //www.keb.de/magnet – technology/products – magnet – technology/permanent – magnet – clutches – and – brakes](https://www.keb.de/magnet-technology/products-magnet-technology/permanent-magnet-clutches-and-brakes)
- [10] Pieri, J. *How to Size and Apply Dynamic Spring-Set Brakes* [online]. Wood Dale, IL [cit. 2017-01-04]
- [11] *Intorq - Spring applied brakes* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: [http : //www.intorq.com/en/Products/SpringAppliedBrakes/BFK<sub>4</sub>58/311.aspx](http://www.intorq.com/en/Products/SpringAppliedBrakes/BFK_458/311.aspx)
- [12] *Littelfuse* [online]. [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: [http : //www.littelfuse.com/products/tvs – diodes.aspxtransil](http://www.littelfuse.com/products/tvs-diodes.aspxtransil)
- [13] Gopinath, K., Mayuram K. *Machine design II* [online]. [cit. 2017-05-23]. ISBN 978-0-7918-0267-0. Dostupné z: [http : //nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/3<sub>5</sub>.pdf](http://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/35.pdf)

- [14] Clutch design [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: *http* :  
*//www.thecartech.com/subjects/design/Automobileclutchs.htm*
- [15] Infolytica magnet [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: *http* :  
*//www.infolytica.com/en/products/magnet/features.aspx*
- [16] Ansys workbench [online]. [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: *http* :  
*//www.ansys.com/Products/Platform*

---

## SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

$B$	Magnetická indukce
$B_{sat}$	Magnetická indukce při nasycení materiálu
$d_{do}$	Vnější průměr disku
$d_{di}$	Vnitřní průměr disku
$d_{i1}$	Vnitřní průměr vnitřní části jádra
$d_{i2}$	Vnitřní průměr vnější části jádra
$d_{ni}$	Vnitřní průměr náboje
$d_{no}$	Vnější průměr náboje
$d_{o1}$	Vnější průměr vnitřní části jádra
$d_{o2}$	Vnější průměr vnější části jádra
$E_{max}$	Maximální vybrzděná energie za dobu životnosti brzdy
$E_{1stop}$	Maximální vybrzděná energie v rámci jednoho nouzového zastavení
$F_{ax}$	Axiální síla působící na frikční disk
$F_j$	Síla způsobená pohybem kotvy o určité hmotnosti
$F_{im}$	Magnetická síla
$F_{mech}$	Mechanická síla
$F_t$	Třecí síla
$h_j$	Výška spodní části jádra
$h_k$	Výška kotvy
$H$	Intenzita magnetického pole
$H_{sat}$	Intenzita magnetického pole při nasycení materiálu
$i_L$	Proud cívkou
$J_c$	Celkový moment setrvačnosti
$J_b$	Moment setrvačnosti brzdy

---

$J_d$	Moment setrvačnosti disku
$J_n$	Moment setrvačnosti náboje
$J_r$	Moment setrvačnosti rotoru
$J_z$	Moment setrvačnosti zátěže
$L$	Indukčnost
$L(x)$	Indukčnost jako funkce vzduchové mezery
$l_c$	Celková střední délka magnetické siločáry
$l_{j1}$	Střední délka magnetické siločáry vnější částí jádra
$l_{j2}$	Střední délka magnetické siločáry vnitřní částí jádra
$l_{j3}$	Střední délka magnetické siločáry spodní částí jádra
$l_k$	Střední délka magnetické siločáry kotvou
$l_{k1}$	Střední délka kotvy a jádra
$m_d$	Hmotnost disku
$m_n$	Hmotnost náboje
$M_s$	Statický moment
$M_d$	Dynamický moment
$MKP$	Metoda konečných prvků
$N$	Počet závitů
$n$	Otáčky
$P$	Elektrický výkon
$p$	Tlak působící na frikční obložení
$P_Z$	Ztrátový výkon
$R_{mk}$	Magnetický odpor kotvy
$R_{mj1}$	Magnetický odpor vnější části jádra
$R_{mj2}$	Magnetický odpor vnitřní části jádra

---

$R_{mj3}$	Magnetický odpor spodní části jádra
$R_{mx1}$	Magnetický odpor vzduchové mezery nad vnější částí jádra
$R_{mx2}$	Magnetický odpor vzduchové mezery nad vnitřní částí jádra
$R_{m1,2}(x)$	Magnetický odpor jako funkce vzduchové mezery
$R_m(x)$	Celkový magnetický odpor magnetického obvodu
$r_i$	Vnitřní poloměr frikčního obložení
$r_o$	Vnější poloměr frikčního obložení
$S_{j1}$	Plocha vnitřní části jádra, kolmá na magnetické siločáry
$S_{j2}$	Plocha vnější části jádra, kolmá na magnetické siločáry
$S_{j3}$	Plocha spodní části jádra, kolmá na magnetické siločáry
$S_k$	Plocha kotvy, kolmá na magnetické siločáry
$SF$	Servisní faktor
$T_c$	Celkový čas zastavení
$T_{con}$	Trvale dovolená teplota
$T_d$	Čas snižování rychlosti
$T_{dov}$	Dovolená teplota udávaná výrobcem
$T_e$	Vypínací čas brzdy
$t_{kostra}$	Naměřená na kostře brzdy
$t_{vinuti}$	Naměřená teplota ve vinutí brzdy
$t_{st}$	Krátkodobě dovolená teplota
$t_{celk}$	Celková doba transientní analýzy
$u_{ip}$	Pohybové napětí
$u_{it}$	Transformační napětí
$u_L$	Napětí na cívce
$V_{Cu}$	Objem mědi

---

$W_{el}$	Elektrická energie
$W_{CO}$	Magnetická koenergie
$W_m$	Magnetická energie
$W_{mech}$	Mechanická energie
$x$	Velikost vzduchové mezery
$\Phi$	Magnetický tok
$\Psi$	Spřezaný magnetický tok
$\mu_r$	Relativní permeabilita
$\mu$	Koeficient tření

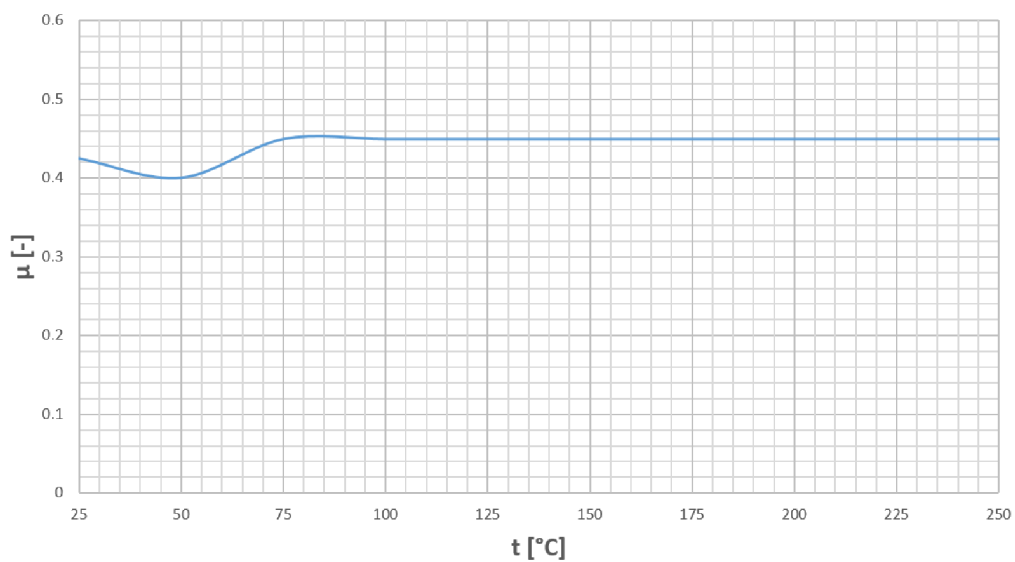


## SEZNAM PŘÍLOH

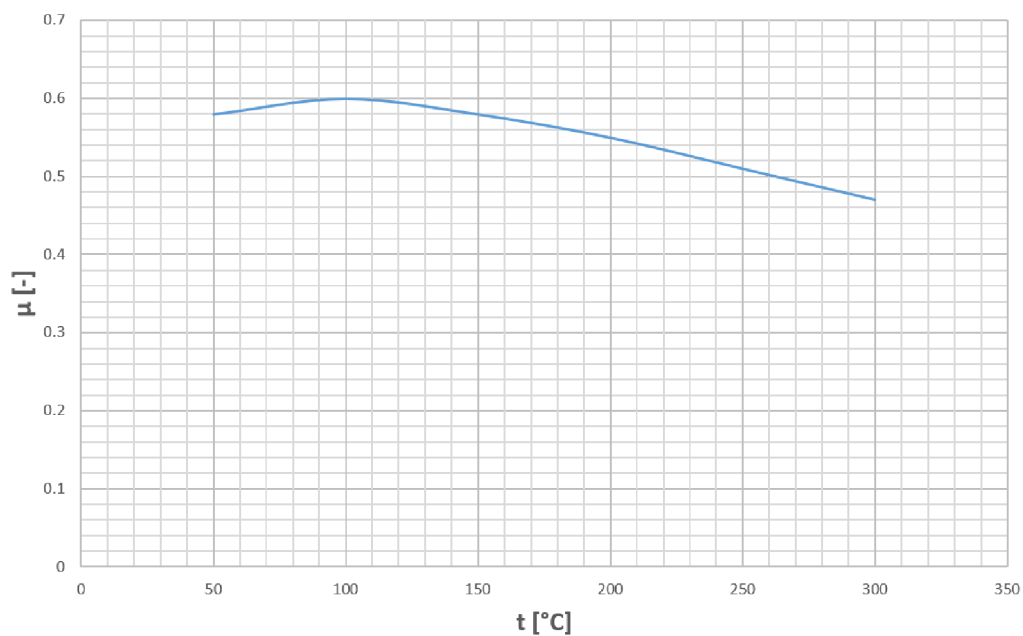
<b>A</b>	<b>Materiálové vlastnosti</b>	<b>82</b>
A.1	Teplotní závislosti koeficientu tření . . . . .	82
A.2	BH křivka oceli 1010 . . . . .	83
<b>B</b>	<b>Grafické výstupy z MKP simulací</b>	<b>84</b>
B.1	Rozložení magnetické indukce . . . . .	84
B.2	Zobrazení siločar magnetického toku . . . . .	85
<b>C</b>	<b>Fotodokumentace</b>	<b>86</b>

## A MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

### A.1 Teplotní závislosti koeficientu tření

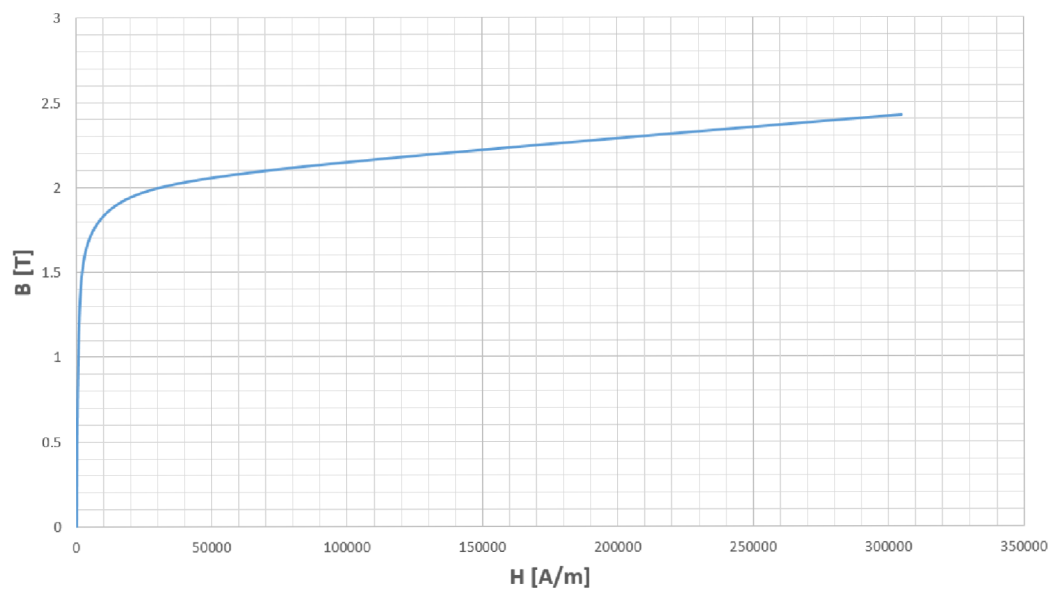


Obr. A.1: Závislost pro materiál FTL 178 [5]



Obr. A.2: Závislost pro materiál L518 [6]

## A.2 BH křivka oceli 1010

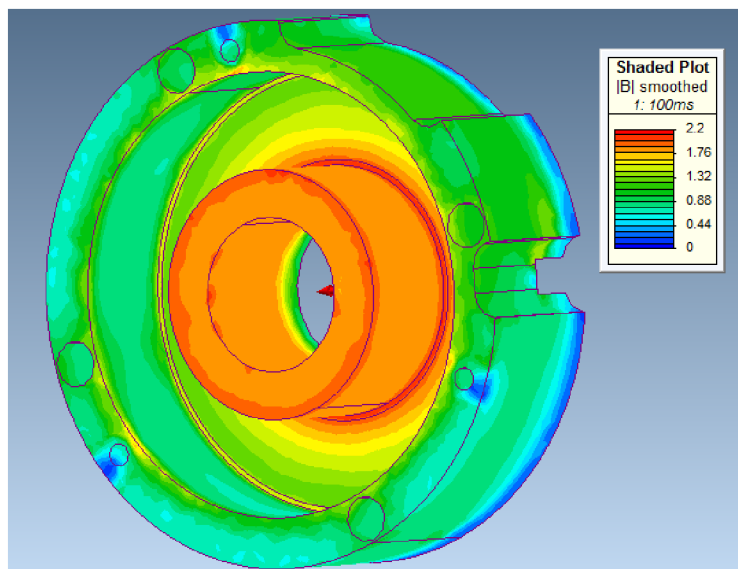


Obr. A.3: BH křivka oceli 1010 [16]

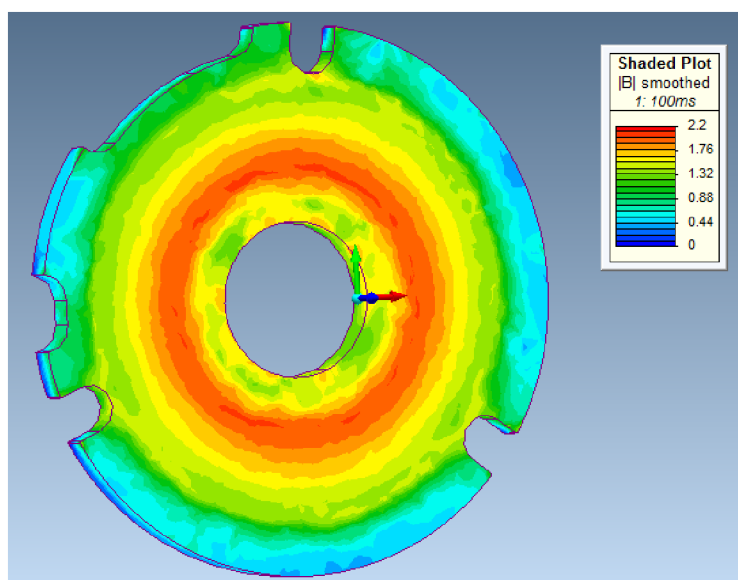
## B GRAFICKÉ VÝSTUPY Z MKP SIMULACÍ

### B.1 Rozložení magnetické indukce

Rozložení magnetické indukce je zobrazeno při ustáleném proudu, tedy v čase  $t = 100 \text{ ms}$ .



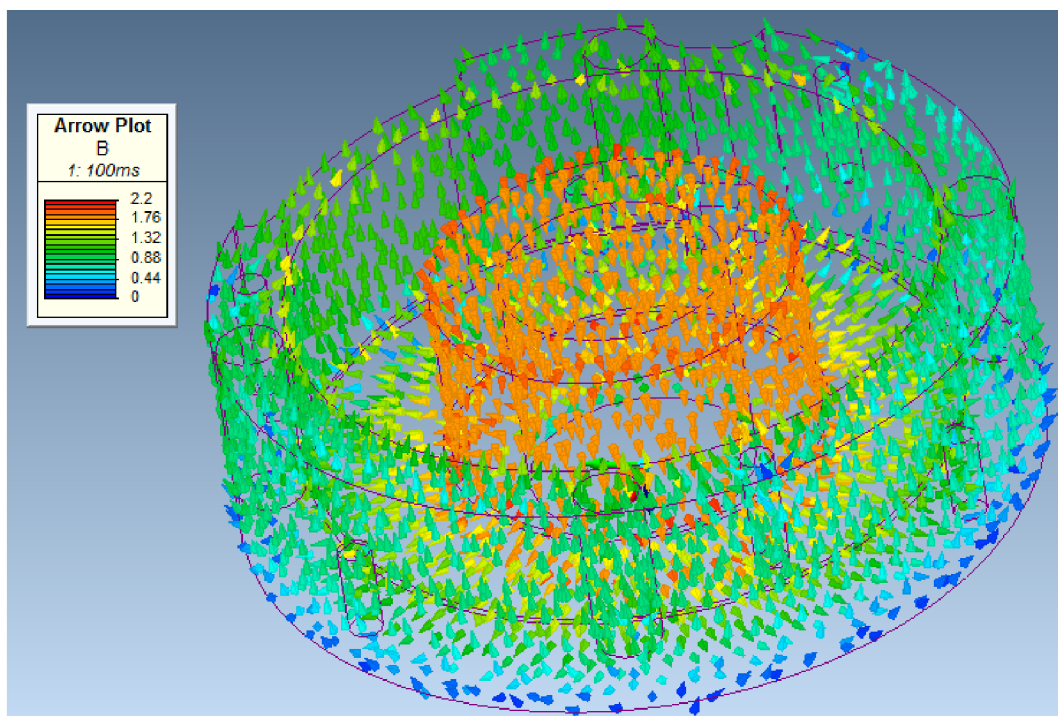
Obr. B.1: Rozložení magnetické indukce v kostře brzdy



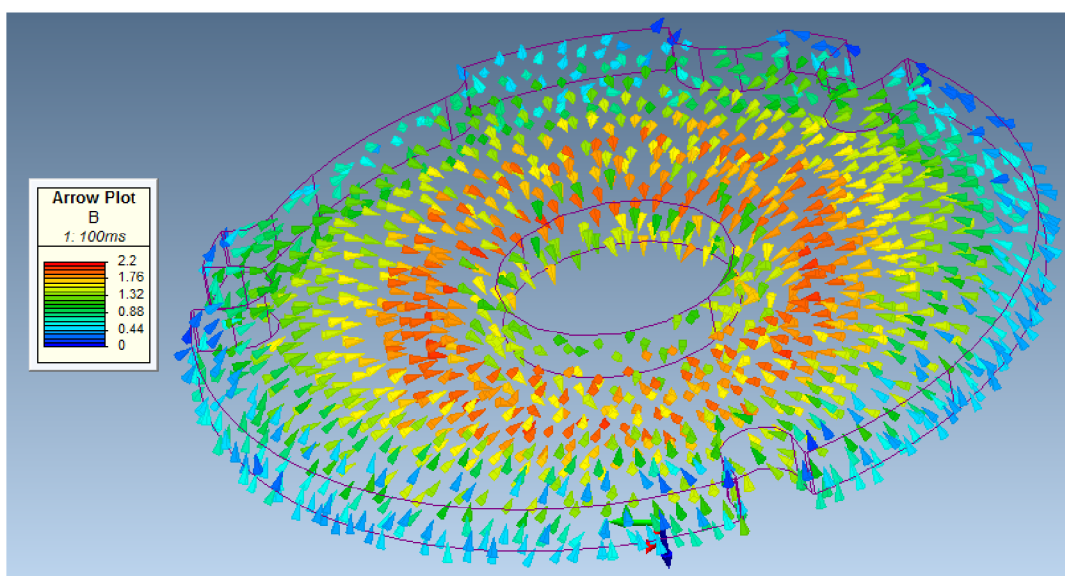
Obr. B.2: Rozložení magnetické indukce v kotvě brzdy

## B.2 Zobrazení siločar magnetického toku

Zobrazení siločar je opět prezentováno při ustáleném proudu, tedy v čase  $t = 100 \text{ ms}$ .



Obr. B.3: Siločáry magnetického toku v kostře brzdy

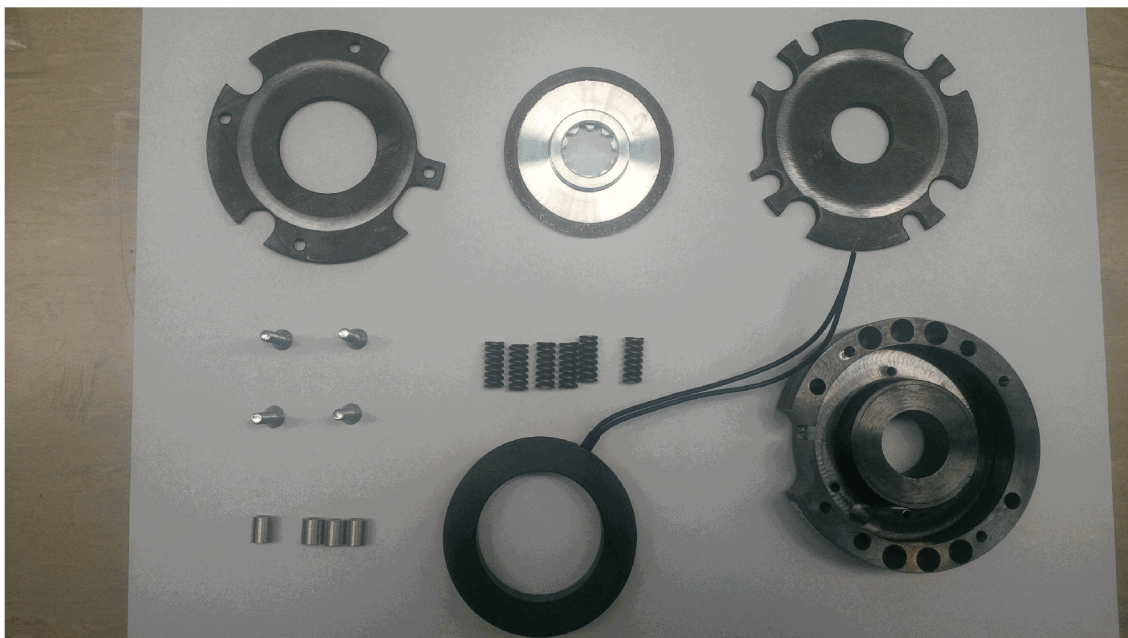


Obr. B.4: Siločáry magnetického toku v kotvě brzdy

## C FOTODOKUMENTACE



Obr. C.1: Vyrobený prototyp brzdy – složený



Obr. C.2: Vyrobený prototyp brzdy – rozložený